



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Институт новых материалов
и технологий**

**В. Г. БУРДУКОВСКИЙ
Ю. В. ИНАТОВИЧ**

ОБОРУДОВАНИЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНЫХ ЦЕХОВ. КРИВОШИПНЫЕ МАШИНЫ

Учебное пособие



Министерство образования и науки Российской Федерации

Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

В. Г. Бурдуковский
Ю. В. Инатович

ОБОРУДОВАНИЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНЫХ ЦЕХОВ. КРИВОШИПНЫЕ МАШИНЫ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся по направлениям подготовки
22.03.02, 22.04.02 «Металлургия»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2018

УДК 621.73:62-232(075.8)

ББК 34.623я73+34.442я73

Б91

Рецензенты:

замдиректора ЗАО «НПП МАШПРОМ» канд. техн. наук *А. А. Вон-
нерук*; заведомо обработки металлов давлением ОАО «Уральский
институт металлов» канд. техн. наук *Г. П. Перунов*

Научный редактор — доц., канд. техн. наук *Д. Л. Шварц*

Бурдуковский, В. Г.

Б91 Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. Кривошипные
машины : учеб. пособие / В. Г. Бурдуковский, Ю. В. Иналович. —
Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 168 с.
ISBN 978-5-7996-2391-3

Дана классификация кривошипных машин для обработки металлов давлением. Приведено описание их конструкций, назначения основных элементов, узлов и механизмов. Изложены современные методы расчета прочности основных деталей кривошипных машин, позволяющие применять для расчетов электронные таблицы. Методики расчета проиллюстрированы примерами. Пособие предназначено для студентов бакалавриата по направлению 22.03.02 «Металлургия» при изучении модуля (дисциплины) «Оборудование цехов обработки металлов давлением» и при подготовке магистров по направлению 22.04.02 «Металлургия», программа «Прогрессивные методы кузнечно-штамповочного производства»; для слушателей ФПК и программ дополнительной подготовки специалистов.

Библиогр.: 18 назв. Табл. 6. Рис. 24. Прил. 1.

УДК 621.73:62-232(075.8)

ББК 34.623я73+34.442я73

ISBN 978-5-7996-2391-3

© Уральский федеральный
университет, 2018

Введение

Роль кузнечно-штамповочной технологии в современном производстве разнообразных машин и предметов народного хозяйства непрерывно растет. Это связано с прогрессивным характером технологии кузнечно-штамповочного производства, которая базируется на получении точных деталей заданной формы, а также заготовок с помощью рационального перераспределения металла. В результате применения кузнечно-штамповочной технологии резко сокращаются, а в ряде случаев сводятся на нет все виды обработки резанием. Кузнечно-штамповочной технологии присущи экономия металла, высокая производительность, улучшение механических свойств изделий, высокая однородность производимых деталей и т. п. Преимущества технологических процессов обработки металлов давлением обусловили широкое распространение кузнечно-штамповочных машин в металлообработке. По кинематическому признаку рабочего хода все многообразие кузнечно-штамповочных машин разделяется на шесть групп:

- механические прессы;
- машины ротационного типа;
- гидравлические прессы;
- молоты;
- машины для гидро-, пневмо- и вакуум-прессования;
- машины-аппараты для формовки взрывом и другими видами импульсной техники.

Настоящее учебное пособие посвящено кривошипно-штамповочным машинам, которые широко применяются в практике обработки металлов давлением. Из общего числа кузнечно-штамповочного оборудования кривошипные кузнечно-штамповочные машины в настоящее время составляют около 60 %. В цехах холодной штамповки кривошипные прессы являются основными машинами. Большую роль играют эти машины в заготовительных отделениях цехов, в цехах массового ширпотреба и метизов. Увеличивается и доля кривошипных машин в цехах горячей штамповки, где они успешно заменяют молоты.

1. Краткая история кривошипных машин обработки металлов давлением [15]

Целесообразно рассматривать историю создания и использования кривошипных машин в нашей стране начиная с 1935 года (первый этап развития) [15]. До Великой Отечественной войны страна успела создать металлургическую и энергетическую базу, оборонные отрасли, несколько автомобильных и тракторных заводов, ряд заводов по производству универсальных металлорежущих станков и два гиганта сверхтяжелого машиностроения. Основные отечественные потребители кривошипных машин — созданные в это время автомобильные, тракторные и подшипниковые заводы.

В научно-исследовательском институте машиностроения (НИИмаше) под руководством Л. И. Зимина в это время возникает кузнечная лаборатория. Она положила начало научному изучению кривошипных машин в нашей стране и оказала влияние на соответствующие направления зарубежом. С этого момента начинается развитие кривошипных машин в СССР.

Дальнейшее развитие отечественной теории и практики создания кривошипных машин было прервано войной, повлиявшей на развитие других направлений обработки металлов давлением (ОМД), например, создание роторных и роторно-конвейерных машин, ротационно-обжимных машин и т. д.

Во время Второй мировой войны появляются универсальные кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП). К тому времени массовое и крупносерийное листоштамповочное производство было укомплектовано разнообразными кривошипными прессами и автоматами простого, реже двойного, еще реже тройного действия. Эти машины отличались от современных листоштамповочных кривошипных машин гораздо меньшей производительностью, отсутствием ряда вспомога-

тельных устройств и электроники, литыми, а не сварными станинами средних и тяжелых прессов. Но в целом они были предшественниками современных кривошипных листоштамповочных прессов.

Однако массовое и крупносерийное производство горячих поковок отличалось от современного принципиально иным составом оборудования. Его основу составляли паровоздушные молоты и горизонтально-ковочные машины (ГКМ) с вертикальным разъемом матриц, появившиеся примерно в то же время. Эти машины дополняли друг друга, а не заменяли. ГКМ специализировались на изделиях, получаемых горячей высадкой конца длинного стержня в закрытых штампах с разъемной матрицей без помощи выталкивателей и средств автоматизации. Всю остальную, то есть наиболее распространенную номенклатуру, брали на себя паровоздушные штамповочные молоты двойного действия, предназначенные для штамповки в открытых штампах как осесимметричных поковок, так и поковок с вытянутой осью. По затратам на изготовление и ремонт указанные молоты гораздо дешевле КГШП.

Мировую промышленность не удовлетворяли два качества молотов: плохая эргономика и требования высокой квалификации штамповщиков (операторов-молотобойцев). Плохая эргономика связана с вибрацией самих молотов, зданий и грунта, а также с шумом, превышающим санитарные нормы, то есть с недопустимой акустической вибрацией воздушной среды. Кроме непосредственного вреда здоровью, вибрация ухудшает эргономику опосредованно, не давая возможности применить вспомогательное оборудование и тем самым препятствуя автоматизации штамповки на молотах.

Необходимость использовать высококвалифицированных штамповщиков на молотах требовало обучения новых кадров.

Теоретически преимущества КГШП, для работы на которых нужен неквалифицированный труд и которые штампуют изделие за один ход ползуна, были очевидны, но на практике освоение горячей штамповки на вертикальных закрытых кривошипных прессах затянулось до 40-х годов XX века. Причины были следующие.

Во-первых, из-за фиксированного крайнего рабочего положения ползуна (КРП) кривошипный пресс, в отличие от молота, не способен перераспределять металл вдоль оси заготовок поковок с вытянутой осью в соответствии с эпюрой сечений, за исключением простейших случаев, когда локальный пережим заготовки можно получить за один ход ползуна. Пришлось создать специальные машины — ко-

очные вальцы, превратившиеся в дальнейшем из вспомогательных машин в самостоятельное оборудование, способное изготавливать без прессов поковки определенной номенклатуры. Во-вторых, пламенный нагрев заготовок пришлось заменить индукционным. Пламенный нагрев дешевле индукционного, но хуже автоматизируется и главное — образует обильную окалину. Молоты, обладая начальной скоростью соударения с поковкой около 7 м/с, сбивают окалину, а КГШП из-за скорости соударения около 0,4 м/с заштамповывают ее, что резко удорожает, а в большинстве случаев исключает механическую обработку поковок, полученных на КГШП при пламенном нагреве. В-третьих, пришлось изменить подход к проектированию систем включения путем переноса муфты и тормоза на главный вал. Это резко уменьшало габариты машин, упрощало управление ими, обеспечивало приемлемую долговечность фрикционных элементов и конструкции в целом, так как прессы были гораздо тише существующих.

После войны в Советском Союзе начался индустриальный выпуск кузнечно-прессовых машин, и уже в 70-е годы были достигнуты рекордные показатели не только для отечественной, но и для мировой практики: ежегодное производство до 68 тыс. единиц, эксплуатировавшийся парк свыше 1 млн единиц. Была организована автономно управляемая подотрасль с серией специализированных заводов, размещенных по всей территории страны, с отраслевыми институтами.

Параллельно с выпуском развивалось исследование кривошипных машин. В 1945 году Центральным бюро кузнечно-прессового машиностроения была разработана единая методики расчета всех типов главных валов, применяемых в кривошипных машинах.

В 1949 году во втором номере периодического издания «Вестник машиностроения» выходит работа «К расчету фрикционных муфт в тяжелом машиностроении», в которой предложен путь повышения частоты ходов кривошипных машин при работе в режиме единичного хода, что исключительно важно для всех тяжелых и ряда легких машин.

Кривошипные машины чрезвычайно разнообразны, существенно отличаются друг от друга по технологическому назначению, конструкции, величине параметров технической характеристики. Начав индустриальное производство кривошипных машин практически с 50-х годов XX века (первый этап освоения машин), Советский Союз уже к 70-м годам не только превзошел другие страны по количеству их выпуска, но и стал одной из немногих, а может быть и единствен-

ной страной, производящей практически всю номенклатуру кривошипных машин. Этому успеху способствовало системное обобщение мирового опыта, осуществлявшееся как производственными коллективами, так и представителями науки А. Н. Банкетовым, Э. Ф. Богдановым, В. И. Власовым, Л. Б. Гейлером, В. С. Елетиным, Л. И. Живовым, С. Л. Злотниковым, Л. Л. Игнатовым, П. Н. Ланским, В. П. Механиком, В. Л. Мельником, Г. Л. Навроцким, С. С. Несвитом, О. И. Ньюнко, А. Г. Овчинниковым, В. Г. Плюгачевым, Г. Н. Ровинским, В. И. Силановым, В. К. Стоколовым, И. Д. Трофимовым, В. Н. Тыняновым, И. В. Харизоменовым и многими другими.

Таким образом, к концу 60-х годов XX века оканчивается второй этап охватываемого периода. Его суть — создание отечественной подотрасли по выпуску КПМ, производственной, информационной, научно-исследовательской, проектной инфраструктуры, системы подготовки инженерных и научных кадров, баз данных, научно обоснованных методик проектирования и, как результат, выход на лидирующие позиции в мире по количеству производимых и эксплуатируемых машин.

Третий этап (конец 60-х — 80-е годы) отличается тем, что если ранее отечественные кривошипные машины создавались путем прямого копирования или комбинаторики лучших зарубежных решений, то теперь появляются опережающие мировой уровень конструкции.

К 70–80-м годам XX века мировой парк кривошипных машин существенно изменился по сравнению с довоенным парком. Эти изменения шли в различных направлениях. В листовой штамповке резко (в ряде случаев многократно) увеличилась частота непрерывных ходов подавляющего большинства прессов, рассчитанных на массовое и крупносерийное производство. Возросла специализация листоштамповочных прессов. В частности, появились прессы для чистой вырубki, вытяжные прессы с замедленным ходом ползуна на рабочем участке хода и ускоренным холостым ходом, высокоскоростные вырубные автоматы с верхним приводом и другие. Возросли требования как к основным, так и к вспомогательным устройствам. В тяжелых и сверхтяжелых прессах появилась автоматизация процесса штамповки и установки штампов.

Благодаря развитию металлургического цикла и появлению сравнительно дешевых горячекатаных листов практически любой площади и толщины, а также развитию процессов горячей резки и сварки стали, литые станины средних и тяжелых прессов были вытеснены

сварными, что кардинально изменило внешний вид прессов. Появились многосекционные прессы, средние и тяжелые прессы с нижним приводом. Прессы стали оснащаться надежными устройствами защиты конструкции и персонала, контрольными и информационными устройствами, в которых в нарастающих количествах начала внедряться электроника. Началась широкая поставка потребителю автоматических линий и комплексов как в универсальном исполнении, так и под конкретные изделия или группы изделий. Там, где это целесообразно, стало применяться числовое программное управление. Специализация привела, во-первых, к тому, что резко возросли в абсолютном исчислении начальные затраты, которые стали окупаться только при интенсивной эксплуатации машин и большом объеме выпуска продукции; во-вторых, к тому, что в ряде случаев прессы стали эксплуатироваться только со специальным инструментом и специальной технологией штамповки.

В холодной объемной штамповке двух- и трехударные автоматы стали вытесняться многопозиционными. В крупносерийном и массовом производстве горячих поковок молоты практически вытеснились КГШП, а ГКМ начали вытесняться горячештамповочными автоматами. Кроме универсальных прессов, появились специализированные КГШП: многопозиционные, двойного действия, для прямого выдавливания. Верхний уровень усилия КГШП вырос с 63 до 100 МН с соответствующим увеличением массы поковок.

2. Классификация и структура кривошипных машин

2.1. Классификация кривошипных машин

Кривошипные кузнечно-штамповочные машины входят в группу механических прессов. Основным механизмом этих машин является кривошипно-шатунный механизм.

Классифицировать кривошипные машины можно по ряду признаков: по кинематическим, технологическим, конструктивным особенностям, по степени автоматизации, по числу исполнительных механизмов, по степени совмещения производственных операций и т. д.

Основной обычно является классификация по технологическому признаку, то есть по назначению пресса того или иного типа в производстве. На рис. 1 представлена схема-классификация кривошипных машин по технологическому признаку [1, 6, 7].

Различают две большие группы кривошипных прессов, которые существенно отличаются друг от друга. Одна из этих групп предназначена для объемной штамповки, другая — для листовой штамповки.

Особенности технологических процессов объемной штамповки таковы, что требуют сравнительно малого рабочего хода ползуна; сопротивление деформации велико при сравнительно малых габаритных размерах штампуемой детали и штампов; при горячей штамповке необходимо обеспечить быстроходность пресса во избежание остывания поковки; стремление получить высокую точность поковок заставляет делать прессы весьма жесткими.

Для листовой штамповки нужны крупногабаритные прессы с большим ходом, но сопротивление деформации при этом меньше, чем при объемной штамповке, поэтому прессы для листовой штамповки менее мощные.

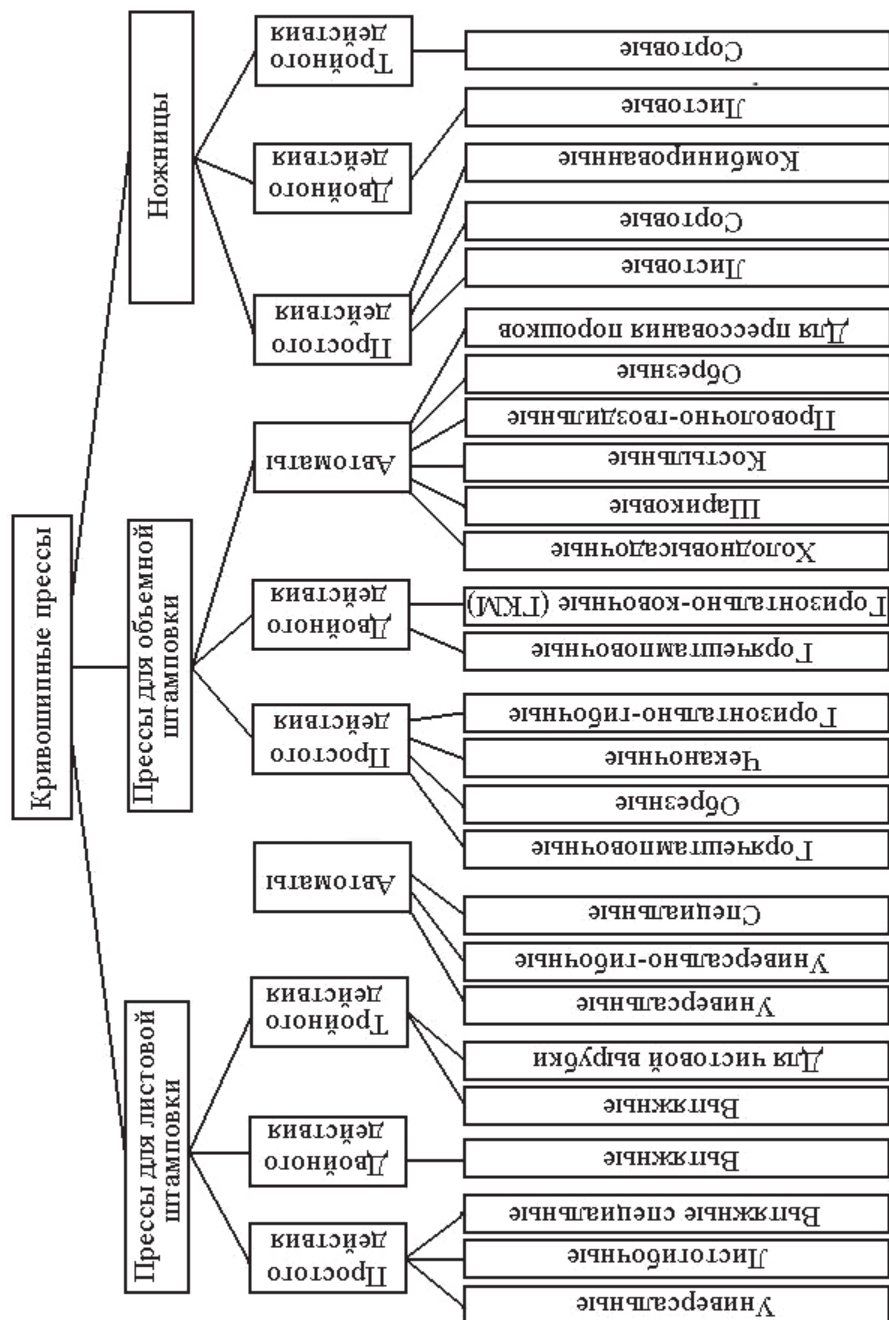


Рис. 1. Классификация кривошипных машин по технологическому назначению [2]

Группу прессов можно разделить на подгруппы машин общего назначения и подгруппы специализированных машин для производства тех или иных операций и автоматов, которые предназначены для получения относительно узкой группы деталей.

К листоштамповочным машинам общего назначения относятся ножницы для листового металла, универсальные прессы для вырубки и неглубокой вытяжки, специализированные прессы для вытяжки и формовки, дыропробивные и гибочные прессы. К автоматам относятся многопозиционные листоштамповочные автоматы, которые служат для многооперационной листовой штамповки мелких и средних деталей, и автоматы для высокопроизводительной штамповки из ленты — с нижним приводом, с плавающим ползуном, быстроходные.

К прессам для объемной штамповки относятся ножницы для сортового металла, горячештамповочные прессы и горизонтально-ковочные машины, на которых производятся все операции горячей штамповки; чеканочные прессы, которые служат для плоскостной и объемной калибровки штампованных деталей, гибочные прессы для горячей и холодной гибки сортового проката, обрезные прессы, радиально-ковочные машины. Автоматы для объемной штамповки применяются в основном для холодной штамповки крепежных деталей, шариков, роликов и других деталей, горячей штамповки гаек, колец и подобных деталей массового производства, гибки труб и деталей из сортового проката и проволоки.

Приведенная классификация не является исчерпывающей, но и она показывает, насколько широко применяются кривошипные машины для разнообразных технологических операций.

2.2. Принцип действия и структура кривошипных машин

Принцип действия кривошипных машин основан на использовании для деформирования металла кинетической энергии вращательного движения маховика, которая передается исполнительному механизму — ползуну с помощью кривошипно-шатунного или эксцентрикового механизма. Во время рабочего хода часть этой энергии расходуется на полезную работу деформирования заготовки. Структура кривошипной машины показана на рис. 2.

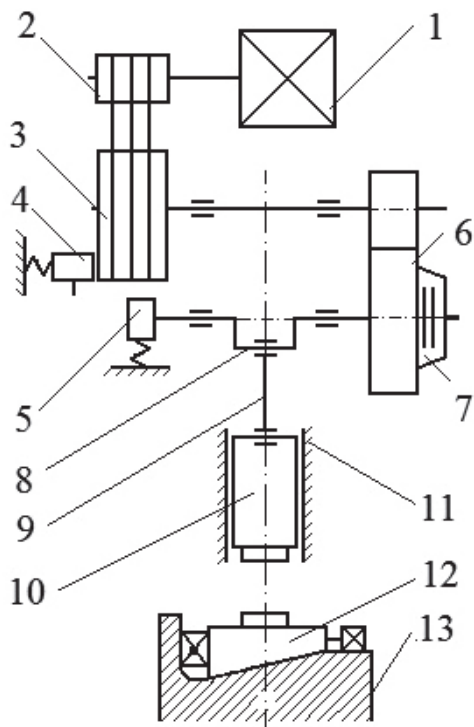


Рис. 2. Принципиальная схема кривошипного пресса:

- 1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — маховик; 4 — тормоз маховика;
 5 — тормоз; 6 — зубчатая передача; 7 — муфта; 8 — кривошипный (эксцентриковый вал);
 9 — шатун; 10 — ползун; 11 — направляющие; 12 — клин стола; 13 — стол

Структура современных кривошипных прессов сложна: машина насчитывает более десяти узлов и несколько сотен деталей. Каждая машина имеет исполнительный механизм, ведущим звеном в котором является кривошип (эксцентрик), рабочим — ползун. Основными деталями механизма являются коленчатый вал, шатун, ползун. Для приведения в действие исполнительного механизма служит привод — трансмиссия от электродвигателя к коленчатому валу, которая, как правило, состоит из клиноременной передачи (от двигателя к маховику) и нескольких зубчатых передач.

В системе привода для соединения или отключения от исполнительного механизма имеется муфта, а для остановки коленчатого вала — тормоз. Включение и выключение муфты и тормоза осуществляется с помощью системы управления, которая состоит из электрических приборов, пневматических, гидравлических и других механизмов.

Кроме перечисленных узлов, в кривошипной машине имеются предохранители от перегрузки, уравнивающие устройства, гидравлические или пневматические подушки в столе или ползуне, система смазки, а также узлы, обеспечивающие удобство и безопасность работы на прессе: механизм регулирования штамповой высоты, механизмы крепления штампов, указатели усилия, предохранительные решетки штампового пространства и другие узлы. Все узлы объединяются в одно целое и монтируются на станине. Станина, как правило, служит замыкающим звеном в силовой цепи пресса.

Источником энергии пресса служит, как правило, устанавливаемый на нем асинхронный электродвигатель с пускорегулирующей электроаппаратурой. Узел электрооборудования машины может состоять из нескольких электродвигателей. Асинхронный электропривод за время технологического цикла t разгоняет маховик и все ведущие звенья с моментом инерции J до установившейся угловой скорости ω_0 и сообщает линии привода кинетическую энергию вращательного движения маховика

$$E_m = \frac{J\omega_0^2}{2}.$$

Несмотря на разнообразие типов кривошипных машин, у всех них имеется много общего с точки зрения кинематики, конструктивного оформления узлов и т. п. Поскольку отдельные узлы различных кривошипных машин имеют сходную конструкцию, для их расчета применяются одинаковые методы, их детали имеют сходные расчетные схемы. Это значительно упрощает рассмотрение всего многообразия нагружения узлов и деталей кривошипных машин.

2.3. Исполнительные механизмы и их классификация

Исполнительный механизм пресса выполняет заданный процесс формообразования, то есть обеспечивает определенное перемещение обрабатывающего инструмента пресса относительно обрабатываемого материала для получения детали с заданными размерами, качеством поверхности и другими параметрами. Технологические требования к движению рабочего звена весьма разнообразны и часто разноречивы

даже для одного типа операций. Для некоторых операций штамповки указанные условия пока неизвестны. Это объясняется сложностью процессов пластического деформирования при широком варьировании многих параметров технологического процесса штамповки, которое наблюдается в производстве.

В практике распространены в основном четыре группы исполнительных механизмов, с помощью которых обеспечиваются различные условия, которые вытекают из требований рационального проведения технологического процесса штамповки. К первой группе относятся универсальные машины, которые нашли наиболее широкое применение в производстве. Основное условие для таких машин — достаточно большая производительность и выполнение условий перемещения. Для этого типа машин наибольшее распространение получил центральный кривошипно-шатунный механизм. Во вторую группу машин входят механизмы, которые используются для преодоления больших сопротивлений деформации при относительно малом моменте на приводе. Эти механизмы отличаются значительным снижением скорости исполнительного звена на каком-либо участке хода. Наиболее распространены кривошипно-коленный и кривошипно-рычажный механизмы. Третья группа исполнительных механизмов предназначена для увеличения хода и регулирования скорости исполнительного звена (снижения и выравнивания) на определенном участке хода. Простейшим механизмом этой группы является рычажный механизм. Четвертая группа механизмов позволяет осуществлять остановку ползуна в течение определенной части цикла. Простейшим механизмом здесь является кулачковый, который отличается от кривошипного механизма наличием высшей пары в сочленении и переменностью радиуса кривошипа.

В связи с приведенным делением исполнительных механизмов, применяемых в кривошипных машинах, кривошипные машины принято называть по их наиболее характерным звеньям механизмов. Кривошипные прессы разделяют на чисто кривошипные, кривошипно-коленные, кривошипно-рычажные-кулачковые, рычажные и т. п.

В механизмах отдельных групп много общего. Структурно некоторые механизмы вообще одинаковы. Их отличает только исходное взаиморасположение и соотношение размеров отдельных звеньев, что в совокупности определяет тот или иной закон движения исполнительного звена, к которому стремятся при проектировании.

Необходимо отметить, что центральный кривошипно-шатунный механизм получил наиболее широкое распространение в машинах самого различного назначения. У девяти десятых всего парка кривошипных машин имеется исполнительный механизм, выполненный в виде обычного кривошипно-шатунного механизма. Это объясняется простотой реверсирования движения рабочего звена — ползуна, сравнительной простотой выполнения, компактностью при широких пределах воспринимаемых усилий, учетом опыта проектирования и эксплуатации, возможностью совмещения в машине двух или четырех, а иногда и более одинаковых плоских механизмов для разделения действующего силового потока и целым рядом других важных обстоятельств.

2.4. Главные параметры кривошипных машин

Для большинства кривошипных машин разработаны государственные стандарты (ГОСТы) на основные параметры и размеры. Совокупность главных размерных параметров кривошипных машин составляет размерные ряды стандартов.

Главной величиной кривошипных машин, регламентируемой стандартами, является номинальная сила P_n , развиваемая ползуном кривошипно-ползунного механизма на участке перед крайней нижней точкой хода ползуна. Этот участок, который измеряется в угловых единицах поворота главного вала, называется номинальным углом α_n . Величина номинального угла зависит от технологического назначения и конструкции прессы и ограничивается прочностью деталей привода: главного вала и зубчатой передачи. Обычно этот параметр находится в пределах $3-5^\circ$ для горячештамповочных прессов; $30-40^\circ$ для листоштамповочных одностоечных и свыше 60° для двухстоечных прессов.

Номинальная сила кривошипной машины является исходным параметром для расчета конструкции машины на прочность и совместно с энергетическим параметром (запасом эффективной энергии) служит основой назначения машины для выполнения технологических операций штамповки.

Энергетические параметры характеризуют тип и мощность электродвигателя, давление воздуха в системе включения муфты. Они явля-

ются расчетными параметрами и не входят в стандарты. При выборе прессы для технологических операций штамповки, кроме достаточной величины номинальной силы и номинального угла, следует проверить достаточность запаса энергии маховика, сообщаемого электродвигателем за время технологического цикла для выполнения заданной работы деформирования.

Скоростные параметры характеризуют быстроходность прессы — число непрерывных ходов в минуту и регламентированы стандартами.

Следует отметить, что максимальное значение скорости ползуна, ее значение в начале рабочего хода и характер изменения скорости во время деформирования являются расчетными величинами. Они зависят от кинематики рабочего механизма и стандартами не обуславливаются. В то же время начальная скорость деформирования является важной технологической характеристикой, и ее следует учитывать. Обычно начальная скорость деформирования находится в пределах 0,2–0,3 м/с для листоштамповочных прессов, 0,4–0,5 м/с для горячештамповочных и 0,1–0,15 м/с для кривошипно-коленных прессов.

Технологические линейные параметры характеризуют размеры рабочего пространства машины: площадь и размеры стола, площадь и наибольший ход (или пределы изменения) ползуна, которые определяют габариты штампов, исходной заготовки и готового изделия. Эти параметры вносят в стандарты.

Установочно-монтажные параметры характеризуют габаритные и установочные размеры машин, а также линейные параметры крепления инструмента (штампов).

3. Кинематика и статика кривошипных машин

3.1. Кинематика машины

Задачей кинематического исследования любого механизма является установление функциональной связи между заданными перемещениями ведущего звена и перемещениями, скоростью и ускорением рабочего звена, то есть установить его кинематические параметры: путь, скорость и ускорение ползуна. Кинематические параметры определяются разными способами. Наиболее удобен аналитический метод [8].

Основным деталями механизма у всех кривошипных машин являются кривошипный вал, шатун и ползун. Тип кривошипного вала (чисто кривошипный, коленчатый или эксцентриковый) для кинематики кривошипной машины никакого значения не имеет, поэтому целесообразно рассмотреть в первую очередь кинематику кривошипного механизма, общую для всех кривошипных машин.

Обобщенная схема кривошипно-шатунного механизма представлена на рис. 3.

Связь между перемещением ползуна S и углом поворота кривошипа α определяется по выражению

$$S = R \left[1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right], \quad (1)$$

где λ — коэффициент длины шатуна — отношение радиуса кривошипа R к длине шатуна L , $\lambda = \frac{R}{L}$.

Скорость ползуна определяется как первая производная перемещения по времени. Принимая во внимание выражение (1), после его интегрирования получим

$$v = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (2)$$

Ускорение ползуна найдем как первую производную скорости v по времени

$$w = \frac{dv}{dt},$$

учитывая соотношение (2)

$$w = \omega^2 R (\cos(\alpha) + \lambda \cos(2\alpha)),$$

где ω — угловая скорость кривошипа, $\omega = \frac{\pi n_0}{30}$. Здесь n_0 — номинальная частота вращения кривошипа.

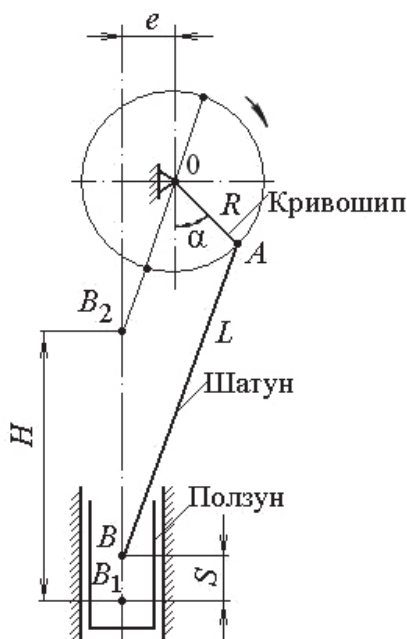


Рис. 3. Схема кривошипно-шатунного механизма:

R — радиус кривошипа; α — угол поворота кривошипа; H — ход шатуна;
 S — перемещение ползуна; L — длина шатуна

Параметр λ определяется в соответствии с условиями конструктивной осуществимости механизма. Значения λ для прессов разного технологического назначения приведены ниже:

Листоштамповочные:		Ножницы.....	0,08—0,12
с нормальным ходом.....	0,08—0,14	Автоматы:	
с увеличенным ходом.....	0,15—0,20	листоштамповочные.....	0,08—0,25
Листоштамповочные		многопозиционные.....	0,06—0,18
для вытяжных работ.....	0,18—0,30	холодновысадочные.....	0,10—0,20
с плунжерной подвеской..	0,30—0,45	Горячештамповочные.....	0,15—0,20
для наружных ползунов:		Горизонтально-	
без плунжеров.....	0,25—0,40	ковочные машины.....	0,25—0,30
с плунжерами.....	0,60—0,70	Чеканочные.....	0,12—0,16

На рис. 4 показан характер изменения кривых относительных значений перемещения, скоростей и ускорений кривошипного механизма в зависимости от приведенной длины шатуна и угла поворота кривошипа.

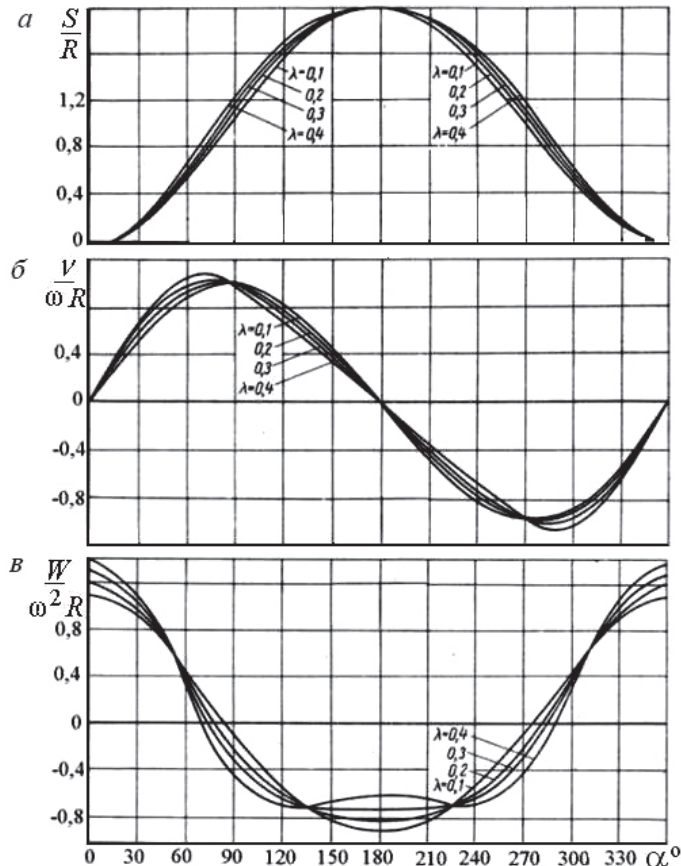


Рис. 4. Характер изменения кривых относительных перемещения (а), скорости (б) и ускорения (в) кривошипного механизма

3.2. Статика машины

Статика механизма является основой последующего расчета на прочность и жесткость отдельных элементов машины. С помощью методов статики производится оценка величины сил, которые действуют в звеньях механизма. Обычно для этого достаточно оценить внешние силы и силы сопротивления трения.

Рассмотрим статику кривошипно-шатунного механизма в текущем положении, зафиксированном углом α (рис. 5).

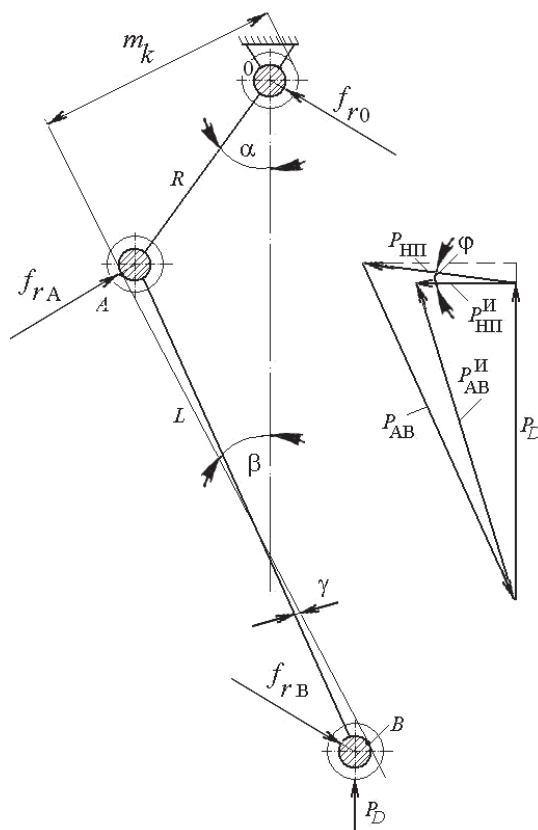


Рис. 5. Силы в кривошипно-шатунном механизме

Сделаем допущение, что трение в шарнирах и плоскостях скольжения отсутствует. Полезное сопротивление, приложенное к ползуну, обозначим через P_D . Построив треугольник сил, можно определить

величину силы P_{AB} , действующую вдоль оси шатуна, и силу, действующую на направляющие P_H . Чтобы отметить принятое нами допущение об отсутствии трения, обозначим эти силы индексом «и», что будет относиться к идеальной машине. Из треугольника сил имеем

$$P = \frac{P_D}{\cos \beta}, \quad P_H^и = P_D \operatorname{tg} \beta.$$

Принимая во внимание формулу $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ для значения угла β , получим

$$P = \frac{P_D}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2}}, \quad P_H^и = \frac{\lambda \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha)^2}}.$$

Из-за малых значений λ и $\sin \alpha$, можно принять знаменатель равным единице, при этом получим приближенные формулы

$$P = P_D, \quad P_H^и = P_D \lambda \sin \alpha,$$

где P_D — усилие на ползуне, соответствующее сопротивлению поковки при выполнении технологической операции, приходящейся на данный кривошипно-шатунный механизм.

Возникающий крутящий момент на коленчатом валу может быть определен исходя из геометрических соображений и с помощью метода малых перемещений и равенства элементарных работ. Элементарная работа на коленчатом валу $M_K^и d\alpha$ должна равняться элементарной работе на ползуне

$$M_K^и d\alpha = P_D ds.$$

Взяв приближенное значение величины $\frac{ds}{d\alpha}$, согласно формуле (2) получим

$$M_K^и = P_D R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right).$$

Принимая $R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = m_K^и$, получим

$$M_K^и = P_D m_K^и. \quad (3)$$

Из сравнения формулы (2) с соотношением для $m_K^и$ следует, что $\frac{m_K^и}{R} = \frac{v}{R}$. Величина $m_K^и$ называется приведенным относительным

плечом идеальной машины. Использование этого выражения существенно упрощает вычисление момента на коленчатом валу прессы, поскольку в формулу (3) входит усилие, действующее на ползун.

Для анализа работы реального механизма необходимо учесть наличие трения в шарнирах и направляющих ползуна. Соппротивление деформации P_d уравнивается усилием по шатуну и равнодействующей реакции от направляющих и силы трения в направляющих.

Крутящий момент на коленчатом валу в реальной машине находится также из уравнения баланса элементарных работ при повороте коленчатого вала на угол $d\alpha$

$$M_K d\alpha = P_d ds + fP_H ds + fP_{AB} r_B d\beta + fP_{AB} r_A (d\alpha + d\beta) + fP_{01} r_{01} d\alpha + fP_{011} r_{011} d\alpha, \quad (4)$$

где P_{01} и r_{01} — реакция и радиус подшипника в первой опоре коленчатого вала; P_{011} и r_{011} — реакция и радиус подшипника во второй опоре коленчатого вала. Выражение (4) можно упростить. Сила P_H составляет не более $0,3P_d$, произведение fP_H составит не более 3 % от первого члена и менее 3 % от всей суммы правой части (4). В практических расчетах такой величиной можно пренебречь.

Разделив правую и левую части соотношения (4) на $d\alpha$, с учетом уравнений (2) и (3) можно записать

$$M_K = P_d m_K^H + fP_d \left[\left(1 + \frac{d\beta}{d\alpha} \right) r_A + \left(\frac{d\beta}{d\alpha} \right) r_B + \left(\frac{P_{01}}{P_d} \right) r_{01} + \left(\frac{P_{011}}{P_d} \right) r_{011} \right].$$

Продифференцируем уравнение $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$:

$$\cos \beta d\beta = \lambda \cos \alpha d\alpha;$$

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{\lambda \cos \alpha}{\cos \beta} \approx \lambda \cos \alpha.$$

Получим

$$M_K = P_d m_K^H + fP_d \left[r_A (1 + \lambda \cos \alpha) + \lambda \cos \alpha r_B + \left(\frac{P_{01}}{P_d} \right) r_{01} + \left(\frac{P_{011}}{P_d} \right) r_{011} \right].$$

Поскольку второй член уравнения зависит только от условий трения, можно это уравнение написать в виде

$$M_K = P_d (m_K^H + m_K^f),$$

где

$$m_K^f = f \left[r_A (1 + \lambda \cos \alpha) + \lambda \cos \alpha r_B + \left(\frac{P_{01}}{P_D} \right) r_{01} + \left(\frac{P_{011}}{P_D} \right) r_{011} \right].$$

По аналогии с приведенным относительным плечом $m_K^И$ величину m_K^f называют приведенным относительным плечом трения.

Поскольку $\lambda < 1$, можно без большой ошибки в расчетах пользоваться наибольшим значением m_K^f , полученным при значении $\alpha = 180^\circ$. Обычно величину m_K^f принимают независимой от угла α

$$m_K^f = f \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + \left(\frac{P_{01}}{P_D} \right) r_{01} + \left(\frac{P_{011}}{P_D} \right) r_{011} \right].$$

В большинстве случаев r_{01} и r_{011} незначительно отличаются друг от друга, и поэтому можно принять $r_0 = \frac{1}{2}(r_{01} + r_{011})$. Кроме того, P_{01} и P_{011} — величины, мало отличающиеся друг от друга, а сумма $P_{01} + P_{011} \approx P_D$, тогда выражение для m_K^f еще упростится:

$$m_K^f = f \left[(1 + \lambda) r_A + \lambda r_B + r_0 \right].$$

Для расчета крутящего момента на коленчатом валу используют обычно выражение

$$M_K = P_D m_K,$$

где

$$m_K = m_K^И + m_K^f.$$

Крутящий момент на коленчатом валу равен произведению силы, действующей на ползун, на величину приведенного относительного плеча. Величина приведенного относительного плеча вычисляется в зависимости от угла α и равна сумме приведенного относительного плеча в идеальной машине и приведенного относительного плеча трения. При расчете прессов величину m_K определяют в пределах углов α , соответствующих нагружению пресса.

В реальной машине при $\alpha = 180^\circ$ и данном P_D крутящий момент, потребляемый на коленчатом валу, имеет вполне определенную отличную от нуля величину и, наоборот, всякий конечный момент в конце хода может развить лишь вполне определенное конечное усилие.

4. Жесткость кривошипного пресса и точность штамповки

Под действием нагрузок детали пресса претерпевают упругое изменение размеров и формы. В зависимости от характера приложенной нагрузки эти детали испытывают различную деформацию: растяжение, сжатие, изгиб, контактное смятие. Так, кривошипный вал изгибается, стойки станины растягиваются, шатун сжимается, плита стола пресса прогибается и пр. Все эти деформации суммируются в направлении движения ползуна пресса, искажая характер его движения и изменяя взаимное расположение рабочих частей штампа, полученное при наладке. После окончания рабочего хода, когда нагрузка падает до нуля, упругая деформация деталей пресса исчезает. Размеры и форма деталей восстанавливаются.

Отрицательными последствиями упругой деформации деталей пресса (недостаточной его жесткости) являются: понижение точности штамповки, уменьшение стойкости деталей пресса и инструмента, увеличение затрат энергии. В целях уменьшения таких последствий конструкторы стремятся повысить жесткость современных кривошипных прессов.

Свойство машины упруго изменять свои размеры под действием нагрузки в период рабочего хода называется упругой податливостью. Чаще при анализе работы пресса используют другой термин — жесткость. Жесткость — способность пресса сопротивляться упругому деформированию под нагрузкой. Эта способность характеризуется коэффициентом жесткости, или просто жесткостью,

$$C = \frac{P_D}{\Delta l},$$

где Δl — суммарная упругая деформация, равная увеличению расстояния между рабочими частями штампа, мм.

Величина обратная коэффициенту жесткости называется коэффициентом податливости, или податливостью.

$$\Pi = \frac{1}{C} = \frac{\Delta l}{P_D}.$$

Точное представление об упругой деформации пресса дает график жесткости, определяемый экспериментально. Он представляет графически выраженную зависимость между силой на ползуне пресса и суммарной упругой деформацией (рис. 6).

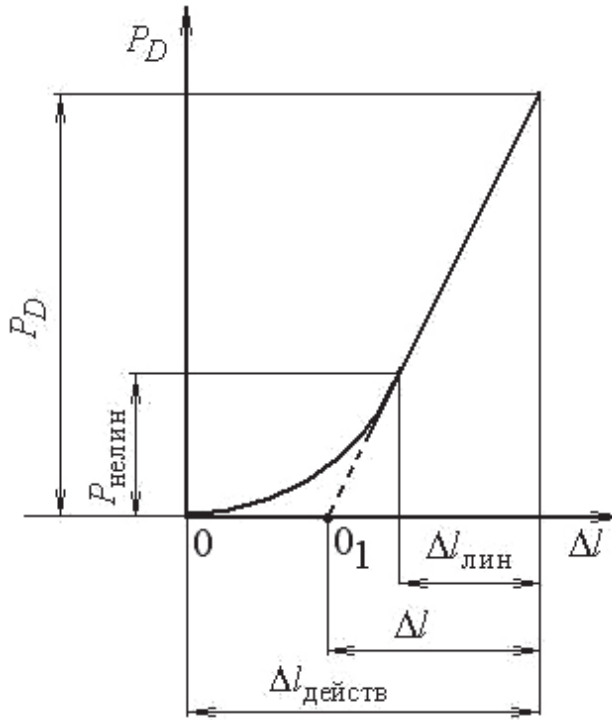


Рис. 6. График жесткости пресса (график упругого деформирования станины пресса при приложении деформирующей силы P_D)

Начальный участок графика имеет нелинейный характер, что обусловлено выборкой зазоров в сочленениях исполнительного механизма и нелинейной упругой деформацией стыков. Сила, соответствующая нелинейной деформации, как правило, не превышает 25–30 % от значения номинальной силы.

Для определения коэффициента жесткости (податливости) используют только линейную часть графика, где производная $\frac{dP_D}{dl}$ постоянна, отсюда

$$C = \frac{1}{\Pi} = \frac{P_D - P_{\text{нелин}}}{\Delta l_{\text{лин}}}.$$

Значения коэффициента податливости, которые необходимы для построения линеаризованных графиков жесткости, выбирают на основе практических данных. В открытых кривошипных прессах для листовой штамповки коэффициент податливости может достигать 1,0–2,0 мм на 1 МН нагрузки, в закрытых двухстоечных кривошипных прессах для листовой штамповки 0,5–1,0 мм на 1 МН нагрузки. В кривошипных чеканочных прессах большие значения недопустимы из-за необходимости обеспечить достаточную точность размеров штампуемой поковки и из-за потери энергии, поэтому у таких прессов $\Pi = 0,10 \dots 0,35$ мм на 1 МН нагрузки.

Точность штамповки на кривошипных прессах в основном зависит от двух факторов: суммарной упругой деформации деталей пресса и штампов под нагрузкой и перекоса ползуна под воздействием эксцентричного приложения деформирующей силы.

Перекосы ползуна вызывают скос поверхности и неперпендикулярность торцов поковки, а жесткость влияет на допуски по высоте. Перекосы при эксцентричном приложении нагрузки меньше у прессов с двумя и четырьмя шатунами благодаря лучшему направлению ползуна и меньшим нагрузкам на направляющие по сравнению с прессами с одним шатуном.

Суммарная упругая деформация зависит от жесткости конструкции пресса и штампов. Упругая деформация деталей кривошипно-ползунного механизма примерно вдвое больше, чем станины пресса. В связи с тем, что жесткость штампов обычно меньше жесткости пресса, возможная упругая деформация конструкции штампов может быть значительной.

В процессах горячей объемной штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах большое влияние на суммарную упругую деформацию и соответствующие отклонения размеров поволоков по высоте оказывает нестабильность деформирующей силы, вызванная отклонениями температуры и объема заготовок от расчетных значений. В связи с этим для стабилизации деформирующей силы и повышения точности штамповки используются системы программно-адаптивного управления.

Следует учитывать влияние упругой деформации деталей пресса (жесткости) на продолжительность нагрузочной и разгрузочной фаз рабочего хода. Чем больше жесткость пресса (меньше суммарная упругая деформация), тем меньше время контакта штампа с поковкой. Этот факт очень важен для увеличения стойкости штампов в процессах горячей штамповки и несущественен при холодной объемной и листовой штамповке.

Необходимо отметить, что увеличение жесткости увеличивает металлоемкость конструкции пресса, что не всегда экономически целесообразно.

5. Энергетика кривошипных машин

Операции пластического деформирования энергоемки. В некоторых кривошипных прессах за цикл затрачивается свыше 1000 кДж. Высокая энергоемкость технологических операций и цикличность работы прессов определяют специфику их энергетической системы, которая заключается в следующем:

- импульсный характер потребления энергии приводит к необходимости применения в большинстве случаев электроприводов с маховиком;
- значительные потери энергии из-за сравнительно большого числа составляющих сопутствуют процессу пластического деформирования;
- нестабильность КПД пресса и допустимой величины полезной отдачи энергии за цикл осложняет выбор пресса по этим параметрам.

Прессы эксплуатируются с разной степенью интенсивности. Различают одиночный ход пресса и работу пресса на последовательных или автоматических ходах. При одиночном ходе после выполнения рабочего хода и достижения ползуном верхнего положения, муфта выключается и следует пауза. Следующий ход совершится лишь после включения муфты. Таким образом, для работы пресса на одиночных ходах характерно наличие пауз между ходами, а также включение и выключение муфты. Работа пресса на последовательных или автоматических ходах отличается отсутствием пауз между ходами, и включение муфты осуществляется один раз в начале работы. Интенсивность работы пресса на одиночных ходах может быть разной в зависимости от длительности паузы между ходами. Эта интенсивность оценивается так называемым коэффициентом использования ходов $P_{и}$

$$P_{и} = \frac{n_{од}}{n_{пр}},$$

где $n_{\text{од}}$ — число одиночных ходов в минуту; $n_{\text{пр}}$ — число возможных последовательных ходов, или номинальное число ходов. Возможные значения $p_{\text{и}}$ для разных типов машин приведены далее.

Листоштамповочные:

универсальные простого действия 0,40–0,80

вытяжные двойного действия 0,70–0,80

Для объемной штамповки:

горячештамповочные 0,10–0,20

горизонтально-ковочные 0,15–0,30

кривошипно-коленные чеканочные 0,60–0,80

Ножницы 0,70–0,80

5.1. Энергетическая диаграмма (циклограмма) прессы

Для конкретного прессы с известными характеристиками системы электродвигатель — маховик величина полезной отдачи энергии определяется характером выполняемой технологической операции, режимом эксплуатации прессы (автоматические или одиночные ходы при определенном коэффициенте использования ходов), временем выполнения технологической операции в процессе всего цикла.

Кривошипные прессы и автоматы оборудованы приводом с маховиком от асинхронного электродвигателя, развиваемая мощность которого меньше мощности исполнительного механизма во время рабочего хода. Дополнительный приток энергии получается за счет использования во время рабочего хода кинетической энергии вращающегося маховика. При этом по мере того как маховик отдает свою кинетическую энергию, его угловая скорость снижается до значения величины, ограниченной допустимым скольжением электродвигателя. К началу каждого следующего хода электродвигатель должен восстановить частоту вращения маховика, в противном случае, вследствие невозобновляемого расхода энергии маховика, кривошипно-ползунный механизм после совершения некоторого числа ходов может остановиться либо может войти в состояние заклинивания.

Работу маховичного привода кривошипных прессов и автоматов анализируют обычно по изменению кинетической энергии рабочих

частей — энергетической диаграмме. Типичная энергетическая диаграмма кривошипного пресса представлена на рис. 7.

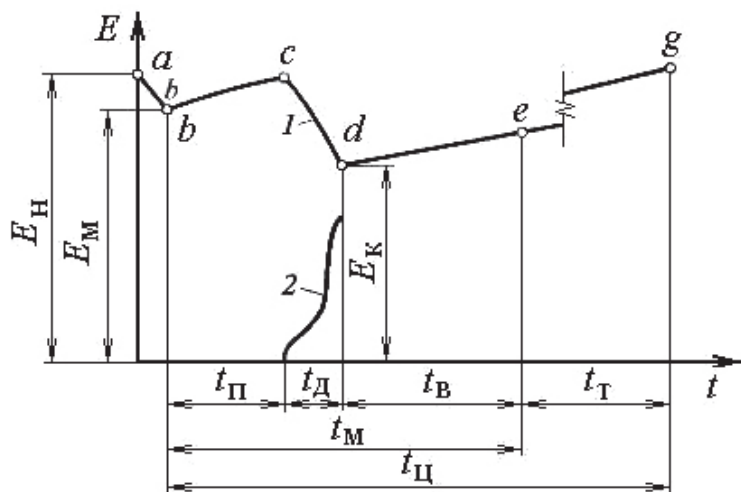


Рис. 7. Энергетическая диаграмма (циклограмма) кривошипного пресса:

E_H — начальная энергия (до включения муфты); E_M — энергия после включения муфты;
 E_K — минимально допустимая энергия (после рабочего хода деформирования заготовки);
 $t_П, t_Д, t_В, t_Т, t_М, t_Ц$ — время соответственно холостого хода ползуна (время приближения), рабочего хода, возвратного хода, технологической паузы, машинного цикла, технологического цикла; a, b, c, d, e, g — характерные точки цикла

Энергетическая диаграмма, как правило, состоит из четырех участков (см. рис. 7): участка $a-b$, на котором происходит снижение кинетической энергии маховика от начального уровня E_H до E_M из-за потерь при включении фрикционной муфты вследствие трения между ее дисками и разгона ведомых частей; участка $b-c$, где во время $t_П$ происходит полное восстановление энергии маховика электродвигателем; на участке $c-d$ происходит падение уровня энергии маховика во время рабочего хода $t_В$ до допустимого уровня E_K . Из общего изменения энергии ΔE большая часть расходуется непосредственно на пластическое формоизменение заготовки (кривая 2), остальные расходы вызваны потерями на трение и упругое деформирование пресса и инструмента; участки $d-e-g$, на которых восстанавливается уровень энергии.

Если расход энергии на пластическое формоизменение и другие составляющие велик, как при работе горячештамповочного пресса однократными ходами, то восстановление энергии за время возвратного хода

t_b может не произойти. В таком случае разгон маховика при работающем электродвигателе и выключенной муфте продолжается во время технологической паузы t_t . По истечении времени $t_t = t_{\text{ц}} - t_m$ должен быть восстановлен начальный уровень энергии маховика. Только после этого можно начинать штамповку новой заготовки. Технологический цикл завершен.

Время технологического цикла $t_{\text{ц}}$

$$t_{\text{ц}} = \frac{t_m}{p_{\text{и}}},$$

где t_m — время машинного цикла (двойного хода ползуна); $p_{\text{и}}$ — коэффициент использования ходов (см. данные на с. 29). При работе пресов автоматов при постоянно включенной муфте $t_{\text{ц}} = t_m$.

5.2. Графики рабочих нагрузок

Основой энергетического расчета прессы с учетом его технологического назначения является график рабочих нагрузок (график деформирующей силы), построенный на базе теоретических или экспериментальных данных. Графиком рабочих нагрузок называется приближенное графическое изображение зависимости величины усилия деформации при данной технологической операции от перемещения деформирующей плоскости, поверхности или кромки штампа (инструмента). Площадь графика в известном масштабе определяет работу, потребную для пластического формоизменения.

Определение работы пластического деформирования необходимо в двух случаях: для энергетического расчета универсальных и специализированных машин при проектировании и для выяснения возможности выполнения на данном прессе по его энергетическим показателям той или иной заданной штамповочной операции.

В первом случае расчет основан на энергетическом анализе обработки оптимальной расчетной заготовки. При этом выбирается технологическая операция, которая наиболее вероятна в практической эксплуатации прессы, а размеры заготовки или детали выбираются так, чтобы силовые, энергетические, геометрические и другие параметры технической характеристики прессы использовались наиболее полно.

Второй случай — выяснение возможностей выполнения на данном прессе конкретной технологической операции — более сложен, поскольку не для всякой операции удастся достаточно точно задать характер графика рабочих нагрузок.

Установившиеся методы построения графиков имеют в основном две цели — определение максимального усилия и энергетических затрат. Для типовой операции можно воспользоваться общими принципами построения графиков рабочих нагрузок. Форма графика рабочих нагрузок определяется по методам, известным из теории обработки металлов давлением, или с помощью экспериментальных данных. Поскольку при расчете прессы используют лишь определенные параметры графика (общая площадь, величина и расположение максимума нагрузки), постольку в точном определении формы графика нет необходимости. Поэтому для расчета процессов используют обычно типовые расчетные графики рабочих нагрузок, вычерчиваемые в виде отрезков прямых. Графики строят в относительных координатах, по оси абсцисс откладывают пути, отнесенные к величине хода ползуна прессы $\frac{S}{H}$, а по оси ординат — текущие значения усилий, отнесенные к номинальному усилию прессы $\frac{P_H}{P_D}$.

На рис. 8 показан характер изменения графиков для наиболее распространенных операций штамповки.

Графики на рис. 8, а (вырубка) используют при расчете однокривошипных прессов простого действия — открытого и закрытого исполнения. Эти прессы отличаются малой длиной хода. При увеличении длины хода берется условный график вырубki рис. 8, б. Этот же график используют при расчете двухкривошипных и четырехкривошипных прессов. При увеличенной длине хода меняется технологическое назначение прессы, и поэтому в качестве расчетного принимают условный график вытяжки рис. 8, в. Для прессов двойного действия график вытяжки характерен большим рабочим ходом и усилием (рис. 8, д). График гибки (рис. 8, г) используется при расчете гибочных прессов.

Полезная работа может быть определена по формуле

$$A_{пл} = \delta P_H H,$$

где δ — коэффициент; P_H — номинальное усилие прессы; H — длина хода.

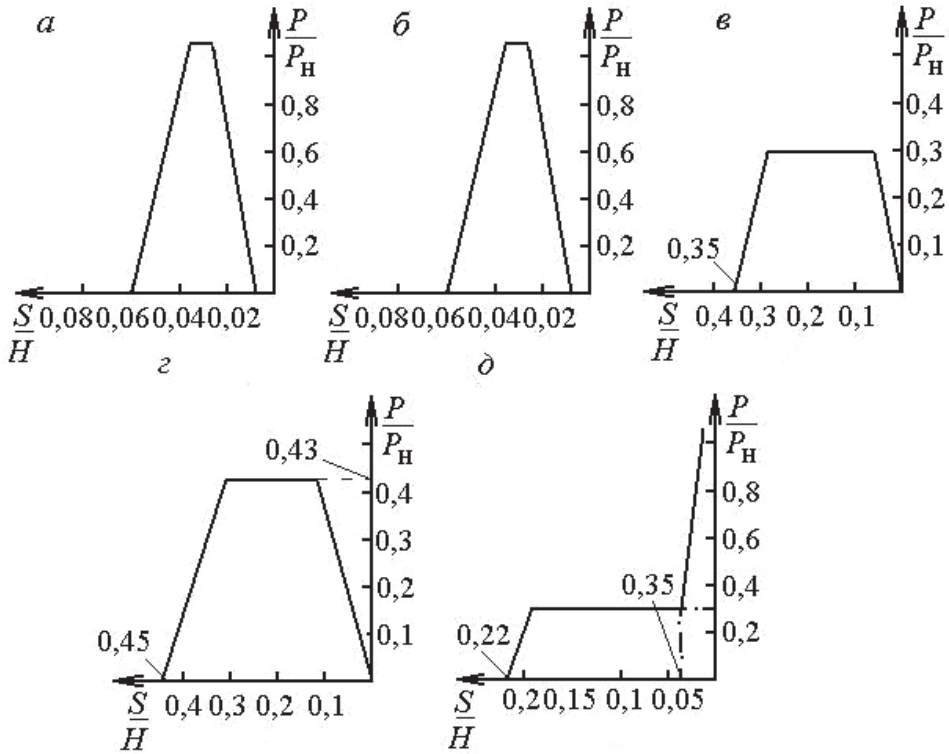


Рис. 8. Типовые графики нагрузок для листоштамповочных прессов:
 а — вырубка; б — вырубка при увеличенном ходе; в — вытяжка; г — гибка; д — вытяжка
 на прессе двойного действия

Номинальный недоход ползуна рассчитывается по формуле

$$S_{\text{ном}} = \psi H.$$

Значения коэффициентов δ и ψ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов δ и ψ (листоштамповочные прессы)

Тип кривошипных прессов	δ	ψ
Однокривошипные открытые простого действия (ГОСТ 9402–60):		
исполнение I	0,03	0,04
исполнение II	0,04	0,05

Окончание табл. 1

Тип кривошипных прессов	δ	ψ
Однокривошипные закрытые простого действия (ГОСТ 10026–62):		
исполнение I	0,04	0,05
исполнение II	0,09	0,04
исполнение III (обрезные)	0,03	0,04
Двухкривошипные (ГОСТ 7766–60 и ГОСТ 9222–59) и четырехкривошипные прессы:		
исполнение I	0,04	0,05
исполнение II	0,09	0,025
Однокривошипные двойного действия (ГОСТ 76349–62, ГОСТ 9034–59)	0,15	ГОСТ
Двухкривошипные двойного действия (ГОСТ 8247–56)	0,15	ГОСТ
Листоштамповочные кривошипные (ГОСТ 7879–65)	0,075	ГОСТ

Аналогичные рис. 8 графики (рис. 9) используются и при расчете прессов для объемной штамповки.

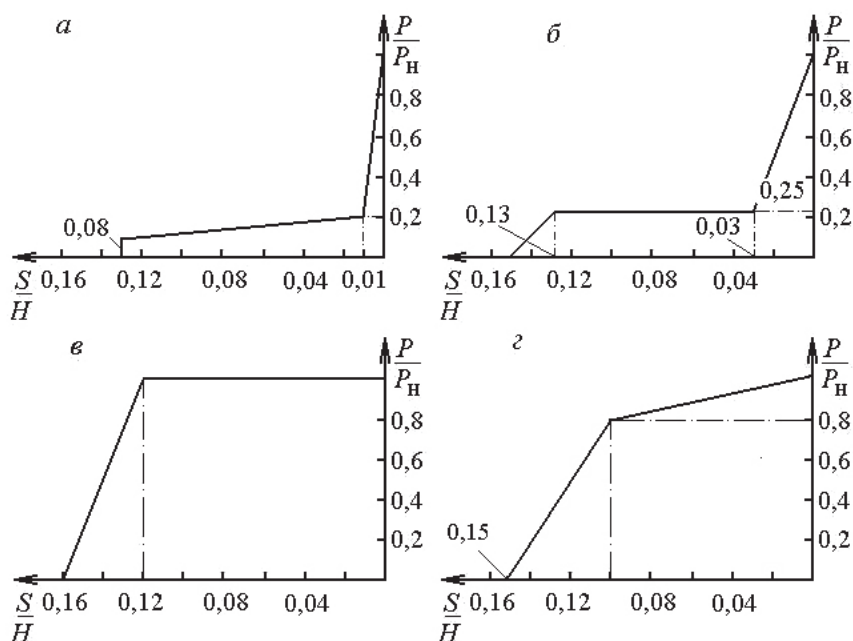


Рис. 9. Типовые графики нагрузок прессов для объемной штамповки:

а — горячая штамповка; б — горячее выдавливание; в — холодное выдавливание;
г — холодная калибровка-чеканка

Необходимо отметить, что для реальных графиков рабочих нагрузок максимум усилия при разных штамповочных операциях будет соответствовать разным положениям ползуна, то есть разным значениям перемещения S его или разным углам α поворота кривошипного вала.

Графики стоят обычно без учета упругости деталей прессы, поэтому они универсальны для применения к различным типоразмерам машин. Однако поскольку пресс, его детали под нагрузкой упруго деформируются, зависимость деформации прессы от усилия принимается линейной и характеризуется коэффициентом жесткости C .

В этом случае всякому повышению усилия на графике рабочих нагрузок $0 - P_{\max}$ (при расчете до номинального значения P_n) будет соответствовать деформация $\frac{P_{\max}}{C}$, на этом участке графика ползун должен иметь перемещение, увеличенное на $\frac{P_{\max}}{C}$ относительно перемещения на исходном графике рабочих нагрузок. Соответственно на участке падения нагрузки часть перемещения ползуна будет осуществляться за счет снятия упругих деформаций. Этот участок графика будет иметь уменьшенную базу по оси абсцисс на величину $\frac{P_{\max}}{C}$. При вырубке толстых

и хрупких материалов скол происходит практически мгновенно, поэтому запасенная упругая энергия в последующем не используется, а затрачивается на сообщение ползуну кинетической энергии и упругое растяжение деталей кривошипно-ползунного механизма. Для графиков нагрузок, которые имеют максимум усилия в конце хода, длина рабочего перемещения увеличивается на величину $\frac{P_{\max}}{C}$, соответственно увеличивается и рабочий угол α_n .

В качестве примера построения реального графика рабочих нагрузок рассмотрим построение графика при вырубке. Типовой график процесса вырубки часто принимают в виде треугольника. Однако действительное очертание графика сложнее и имеет вид, представленный на рис. 10.

Построение восходящей части кривой осуществляют согласно следующему выражению:

$$P = Lt\sigma_{\text{ср}},$$

где P — усилие; L — периметр реза; t — толщина листа; $\sigma_{\text{ср}}$ — текущее сопротивление срезу, определяемое в зависимости от пластических свойств материала.

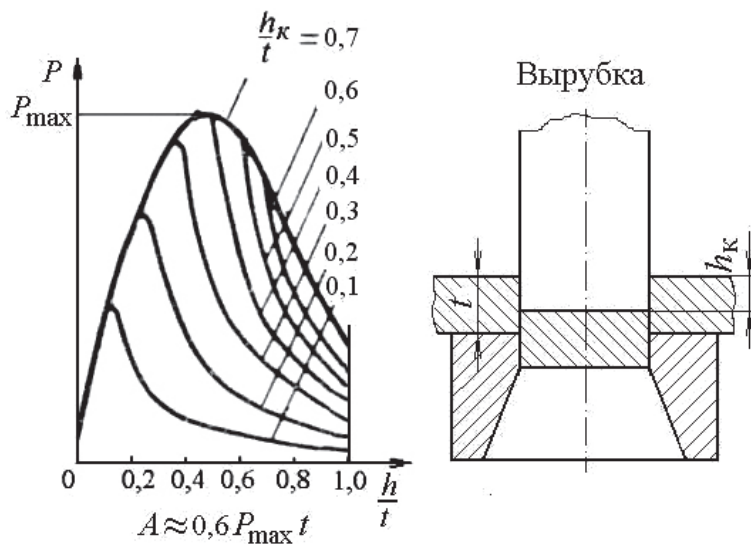


Рис. 10. Реальный график рабочих нагрузок в зависимости относительной глубины внедрения $\frac{h_k}{t}$ пуансона при вырубке:

P_{\max} — качественная величина; h/t — безразмерная величина

Текущее сопротивление срезу определяется по формуле

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{S_k}{2 - 0,95\psi_p} \frac{\psi}{\psi_p} \left(1,03 - \frac{0,9\psi}{1,9 - \psi} \right),$$

где S_k — сопротивление деформации; параметры ψ и ψ_p характеризуют пластичность металла: ψ — относительное сужение при стандартных испытаниях на разрыв и ψ_p — равномерное относительное сужение. При этом ψ изменяется в пределах $0 - \psi_p$ при соответствующем изменении глубины внедрения пуансона $0 - h_k$. Здесь h_k — глубина внедрения пуансона в материал в момент наибольшего сопротивления деформации.

Для материалов с $\psi_p \leq 0,15$

$$S_k = \sigma_b (0,8 + 1,35\psi_k);$$

для материалов с $\psi_p > 0,15$

$$S_k = \sigma_b (0,8 + 2,06\psi_k),$$

где σ_b — временное сопротивление штампуемого материала.

Эти расчетные зависимости используются для построения графика рабочих нагрузок следующим образом. На базе стандартных испытаний определяются характеристики ψ_k и ψ_p . Обычно материалы, применяемые для вырубки, имеют значение ψ_k порядка 0,5–0,7, а ψ_p порядка 0,3–0,4. Задаваясь рядом значений $\psi = 0 \dots \psi_k$, определяют текущую глубину внедрения пуансона по формуле

$$h_x = \frac{0,9\psi}{1,9 - \psi} t.$$

Подстановка в эту формулу значения ψ_k дает глубину внедрения в момент наибольшего сопротивления деформации. Для материалов, имеющих относительное сужение $\psi_k \geq 0,6$, необходимо принимать $h_k = 0,4t$. После принятия ряда значений ψ и подсчета соответствующих им величин h_x определяются значения σ_{cp}^k и усилие деформации.

Нисходящая часть кривой строится на базе более сложных расчетов. Рекомендуются при построении этой части кривой воспользоваться готовыми кривыми, изображенными на рис. 10, для разных значений отношения $\frac{h_k}{t}$. Эксперименты многих авторов [3, 10, 13]

показывают, что нисходящая часть кривой для больших толщин и хрупких материалов вырождается в более или менее отвесную прямую. В этом случае нисходящая ветвь графика заменяется отвесной прямой или прямой, соединяющей максимум усилия с абсциссой на графике, составляющей $\frac{h_k}{t} = 0,5 \dots 0,6$. При этом не учитываются некоторые весь-

ма малые затраты энергии на проталкивание вырубленной детали сквозь матрицу. Такой вариант построения графика рабочих усилий более подходит для вырубки стального листа толщиной свыше 3,5 мм или для хрупких материалов. Усилие проталкивания обычно принимают равным $(0,1 \dots 0,05) P_{max}$.

5.3. Затраты энергии и коэффициент полезного действия

Затраченная энергия (работа) при совершении прессом операции деформирования составляется из энергии, пошедшей непосредственно на деформацию A_d , энергии, израсходованной на преодоление сил

трения в шатунно-кривошипной системе A_k за период рабочего хода, энергии на преодоление сил трения в приводе от электродвигателя до коренного вала во время рабочего хода A_{Π} , потери в муфте при ее включении A_B , потери энергии на упругую деформацию прессы A_y и энергии, израсходованной на преодоление сил трения за время холостого хода машины $A_{\text{хх}}$. Таким образом, затраченная работа выражается соотношением

$$A = A_d + A_k + A_{\Pi} + A_B + A_y + A_{\text{хх}}.$$

5.3.1. Расход энергии при рабочем ходе

Полную количественную характеристику расхода энергии в период рабочего хода в реальном процессе обработки на прессе дает диаграмма крутящих моментов $M_k = f(\alpha)$. Эту диаграмму можно построить с помощью уравнения

$$M_k(\alpha) = P_d(\alpha) \cdot m_k(\alpha),$$

где $P_d(\alpha)$ — сила на ползуне прессы при заданном положении механизма, определяемая из нагрузочного графика прессы; $m_k(\alpha)$ — текущее значение приведенного относительного плеча силы.

Работа деформации A_d определяется в зависимости от характера выполняемой операции на основании данных по технологии штамповки. Она также должна быть равна работе идеальной машины. При преодолении сопротивления деформации, меняющегося согласно уравнению $P = \varphi(S)$, где P — усилие на ползуне, а S — ход ползуна, кривошип механизма в какой-то момент повернется из положения, зафиксированного углом α , на угол $d\alpha$. При этом ползун совершит работу PdS . Отсюда

$$A_d = \int_{\alpha_k}^{\alpha_n} P_d m_k^n d\alpha. \quad (5)$$

В реальной машине при повороте преодолевается трение в шарнирах, поэтому работа, совершаемая на кривошипе, будет

$$A_d = A_d + A_k = \int_{\alpha_k}^{\alpha_n} P_d (m_k^n + m_k^f) d\alpha,$$

где m_k^n — приведенное относительное плечо идеальной машины; m_k^f — приведенное относительное плечо трения.

В общем случае в соотношении (5) величина P_d является переменной, зависящей от вида выполняемой операции, каждая из которых имеет свой характерный график усилий по ходу деформации или по углу α поворота кривошипного вала, то есть величина P_d зависит от угла α поворота кривошипного вала. В связи с этим невозможно величину P_d вынести за знак интеграла, и следовательно, уравнение (5) не имеет общего решения.

Работу деформации A_d можно определить по конкретной диаграмме крутящих моментов $M_k = f(\alpha)$, соответствующей выполняемой технологической операции на прессе, выполняя планиметрическую диаграмму на участке рабочего хода. По площади диаграммы $M_k(\alpha)$ в пределах рабочего хода получают значения работы, затраченной на ведущем валу,

$$A_{px} = \sum_{\alpha_n}^{\alpha_k} M_k(\alpha) \cdot \Delta\alpha,$$

где α_k — угол конца рабочего хода; α_n — угол начала рабочего хода, либо, имея график изменения потребного усилия P_d на ползуне машины, в зависимости от перемещения S ползуна $P = \varphi(S)$ перестраивают его в график $P = f(\alpha)$, где усилие P — угол α (рад) поворота кривошипа. Рассчитав планиметрическую площадь полученной кривой, учитывая масштабы по оси абсцисс и оси ординат и помножив найденную величину на $(m_k^n + m_k^f)$, находят

$$A_{px} = \int_{\alpha_k}^{\alpha_n} P_d (m_k^n + m_k^f) d\alpha.$$

5.3.2. Потери энергии на включение муфты

Расходы энергии A_B на включение муфты необходимо определять при работе пресса в режиме одиночных ходов. Для обычных фрикционных муфт работа включения складывается из работы разгона ведомой части привода и работы на преодоление сил трения при проскальзывании дисков муфты при включении, то есть от их соприкосновения до тех пор, пока угловые скорости ведущих и ведомых дисков не сравняются между собой. Расход энергии на одно включение муфты составит

$$A_B = (1,1 \dots 1,3) I_B \omega_{ном}^2,$$

где $I_{\text{в}}$ — момент инерции ведомой части привода, приведенный к валу муфты; $\omega_{\text{ном}}$ — угловая скорость вала муфты при номинальном скольжении электродвигателя.

Полное время включения фрикционной пневматической муфты исчисляется от 0,03 с для небольших быстроходных листоштамповочных прессов до 0,6 с для аналогичных крупных машин и от 0,045 с для легких кривошипных горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин до 0,10–0,12 с для соответствующих тяжелых машин.

При автоматической работе машины без включения муфты потери энергии в муфте $A_{\text{в}}$ при включении можно принять равными нулю.

5.3.3. Расход энергии при холостом ходе

Величина расхода энергии при холостом ходе $A_{\text{хх}}$ обусловлена следующими потерями: на преодоление сил трения в опорах и направляющих главного исполнительного механизма и маховика, а также на преодоление сил трения в зацеплении и опорах зубчатых передач; на разгон маховика до номинальной частоты вращения и проскальзывания ремней в клиноременной передаче; на перемещение деталей вспомогательных механизмов пресса и преодоление сил тяжести.

Работа холостого хода того или иного механизма при повороте ведущего кривошипа на угол, равный $\alpha_1 - \alpha_2$, определяется по соотношению

$$A_{\text{хх}} = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} M_{\text{ки}} d\alpha_i,$$

где $M_{\text{ки}}$ — текущий приведенный крутящий момент на ведущем звене механизма.

Потери энергии при холостом ходе, как показывают исследования, зависят от качества обработки сопряженных поверхностей подвижных деталей, опор и направляющих, натяжения ремней, регулировки тормоза и других причин. Кроме того, эти потери зависят от степени использования машины во времени и от степени использования величины самого хода машины, то есть от величины собственно рабочего хода, в процессе которого происходит деформация обрабатываемого металла.

Работа $A_{\text{хх}}$ холостого хода или расход энергии при холостом ходе характеризуют качество изготовления машины. Для каждого типоразмера машины существует своя нормативная работа холостого хода, отве-

чающая удовлетворительному качеству ее изготовления. При приемке машин проверяют качество изготовления машины, замеряя число ходов ползуна при выбеге маховика, то есть при холостой работе машины, когда отключен электродвигатель после предварительного разгона маховика, и сравнивая нормативное число с полученным при выбеге.

Приблизленно работу холостого хода $A_{\text{хх}}$ определяют в долях от работы пластического деформирования $A_{\text{д}}$, расходуемой в процессе формоизменения,

$$A_{\text{хх}} = kA_{\text{д}},$$

где $k = 0,3...0,4$ для универсальных листоштамповочных и обрезающих закрытых прессов, $k = 0,4...0,5$ для кривошипных горячештамповочных прессов, $k = 0,6$ для чеканочных прессов и $k = 1,5...2,5$ для холодновысадочных прессов-автоматов.

5.3.4. Энергия упругой деформации пресса

При упругом деформировании пресса увеличивается и угол поворота коленчатого вала, который необходим для перемещения ползуна до достижения максимального усилия, что увеличивает потери на трение. Как в дальнейшем будет использована запасенная упругой системой потенциальная энергия, зависит от соотношения коэффициента жесткости пресса C и абсолютной величины производной $\frac{dP}{dS}$

на спадающей ветви графика рабочих нагрузок.

В связи с тем что максимум усилия при разных штамповочных операциях будет соответствовать разным положениям ползуна, при анализе потерь энергии, обусловленных упругой деформацией пресса, обычно разделяют графики рабочих нагрузок операций штамповки на три типа. К первому типу относят те графики, у которых максимум усилия не совпадает с концом хода ползуна; это почти все операции листовой штамповки за исключением гибки. Ко второму типу относятся все операции, у которых максимум усилия совпадает с положением ползуна в крайнем нижнем положении. Сюда относятся все операции объемной штамповки. Третий тип графиков нагрузок характерен резким спадом усилия до нуля при недоходе ползуна до крайнего нижнего положения. К этому типу операций относятся вырубка толстого листа и хрупких материалов, операции ломки проката и резки сортового проката.

В прессах, у которых рабочий ход заканчивается, не доходя до крайнего положения ползуна, а график нагрузки после достижения максимума имеет более пологий вид, чем график жесткости, (например, при вытяжке из листовой заготовки или резке на гильотинных ножницах с косыми ножами), происходит полный возврат потенциальной энергии упругой деформации при разгрузке пресса

$$A_y = 0,5 P_{D_{\max}} \Delta l_{\max},$$

то есть фактический расход энергии на рабочий ход уменьшается на эту величину.

Если же на графике $P_D = f(S)$ максимальной силе P_{\max} соответствует крайнее положение механизма (объемная штамповка, прессование, чеканка), то в начале обратного хода необходима дополнительная энергия. В этом случае вся потенциальная энергия упругой деформации пресса теряется в так называемой зоне «мертвого трения», определяемой углом α_m .

Упругая система пресса играет роль некоторого аккумулятора энергии: при падении усилия сопротивления деформации упругая система отдает свою энергию, а при росте — потребляет. Потенциальная энергия упругой системы всегда расходуется полностью за технологический цикл. Для уменьшения потерь энергии в прессах, предназначенных для объемной штамповки, их жесткость задают выше, чем жесткость у прессов для листовой штамповки.

5.3.5. Коэффициенты полезного действия кривошипного пресса

Энергетическим коэффициентом полезного действия (КПД) любой рабочей машины называется отношение полезно используемой работы $A_{\text{полез}}$ к затраченной работе A

$$\eta = \frac{A_{\text{полез}}}{A}.$$

У кривошипных прессов полезно используемой работой является работа деформирования металла A_d в конкретной технологической операции. Затраченная работа $A_{\text{ц}}$ кривошипного пресса за один технологический цикл включает в себя полный расход энергии в приводе на штамповку одного изделия. Эта работа составляется из работы, затраченной на совершение рабочего хода, то есть работы, пошедшей непосредственно на деформирование A_d , и работы A_k , израсходован-

ной на преодоление сил трения в шатунно-кривошипной системе во время рабочего хода, работы A_{xx} , затраченной на преодоление сил трения во время холостого хода машины, потери энергии $A_{\text{в}}$ в муфте при ее включении. Относительная доля полезно используемой работы на пластическое деформирование $A_{\text{д}}$ составляет средний КПД технологического цикла

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{A_{\text{д}}}{A_{\text{ц}}} = \frac{A_{\text{д}}}{(A_{\text{рх}} + A_{\text{в}} + A_{\text{xx}})}.$$

Удобным для исследования энергетических параметров прессы является КПД рабочего хода $\eta_{\text{рх}}$, который учитывает совокупные потери в механизме на трение и упругое деформирование деталей прессы

$$\eta_{\text{рх}} = \frac{A_{\text{д}}}{A_{\text{рх}}} = \frac{\int_0^{\Delta S_{\text{max}}} P_{\text{д}} dS}{\int_{\pm_{\text{н}}}^{\pm_{\text{к}}} P_{\text{д}} \cdot m_{\text{к}}(\alpha) d\alpha}.$$

Условность этой величины состоит в том, что в качестве ведущего $\eta_{\text{рх}}$ звена в прессе в период рабочего хода необходимо принимать не вал электродвигателя, а кривошипный вал, то есть следует рассматривать кинетическую энергию маховых масс как работу движущих сил.

Значения КПД рабочего хода для кривошипных прессов обычных конструкций (нормальная упругая податливость, обычные условия трения в опорах $\mu = 0,04 \dots 0,06$) приведены ниже.

Универсальные прессы простого действия для листовой штамповки:

вырубка..... 0,55–0,65

вытяжка 0,70–0,80

Вытяжные прессы двойного действия для листовой

штамповки..... 0,75–0,85

Кривошипные горячештамповочные прессы..... 0,30–0,40

Горизонтально-ковочные машины..... 0,35–0,45

Обрезные прессы 0,50–0,55

6. Мощность электродвигателя и момент инерции маховика

Характерной особенностью кривошипных прессов является резко выраженная неравномерность рабочей нагрузки. Пик нагрузки во много превышает среднюю нагрузку за цикл. Вследствие этой неравномерности кривошипные прессы обязательно снабжаются маховиком. Часть энергии маховика отдается при рабочем ходе и вновь пополняется на оставшейся части цикла. В кривошипных прессах целесообразность привода с маховиком вытекает из анализа пяти периодов его работы: при включении муфты, при прямом холостом ходе, при рабочем ходе, при обратном холостом ходе и после выключения муфты. В результате имеет место выравнивание нагрузки на двигатель.

Большинство кривошипных прессов оборудовано маховиковым приводом с асинхронным трехфазным электродвигателем с короткозамкнутым ротором. Применение такого типа электродвигателя объясняется простотой их устройства, невысокой стоимостью, надежностью и безопасностью работы. В настоящее время освоен промышленный выпуск различных модификаций асинхронных двигателей: с фазным ротором, с повышенным скольжением, многоскоростные с переключением полюсов и др.

Определенными преимуществами обладает и привод от электродвигателя постоянного тока. Это — возможность бесступенчатого регулирования числа ходов ползуна и угловой скорости кривошипа в период рабочего хода и на холостом ходу, отсутствие необходимости в установке муфты включения и маховика. Значительно снижается стоимость такого привода при внедрении в качестве преобразователей тока германиевых и кремниевых диодов. Применение электродвигателей постоянного тока технически целесообразно в прессах с растянутым во времени рабочим ходом. Это прессы для горячего прессования профилей, ножницы с тянущим резом и т. п., листоштамповочные прессы-автоматы универсального назначения. Применение таких дви-

гателей в этих случаях объясняется необходимостью соблюдения заданных режимов движения исполнительного органа, а для автоматов — необходимостью плавной регулировки числа ходов пресса в широких пределах.

В кривошипных прессах с маховиком и асинхронным двигателем активные составляющие энергетического баланса определяются мощностью приводного асинхронного двигателя и массой маховика. Во время рабочего хода энергия отдается электродвигателем, а в большей степени — маховиком. Маховик отдает часть своей кинетической энергии — снижает обороты на 10–20 % от первоначального значения. В течение холостого хода производится «зарядка» маховика, то есть восполнение потерянного числа оборотов. Применение маховика позволяет в 6–10 раз снизить установочную мощность двигателя и уменьшить капитальные затраты на изготовление пресса.

Величина энергии, отдаваемая маховиком, зависит от снижения оборотов, а снижение оборотов ограничивается допустимым скольжением асинхронного двигателя, определяемым в соответствии с его механической характеристикой. Границей устойчивой части характеристики, при которой можно рационально эксплуатировать двигатель, является критическое скольжение и соответствующий этому скольжению критический момент. Эти два параметра, наряду с номинальным моментом и скольжением, а также кратностью критического момента λ_c , определяют вид механической характеристики и нагрузочную способность асинхронного двигателя.

В точных расчетах особое внимание уделяется выбору оптимального соотношения между мощностью электродвигателя и моментом инерции маховых масс. Однако выдержать на практике данные такого расчета обычно не удастся по конструктивным соображениям, которые сводятся к следующему: предельная скорость маховика ограничена; размеры маховика должны соответствовать размерам пресса; маховик выполняют обычно совмещенным с муфтой.

При выборе мощности электродвигателя и момента инерции маховика принимается обязательное условие — устойчивость работы привода, допустимость определенного нагрева двигателя при заданном скольжении, минимум затрат на установку и наименьший расход энергии, наибольшая производительность, обеспечиваемая полным использованием всех параметров, заложенных в технической характеристике пресса.

В силу переменного характера нагрузки расчет потребной мощности электродвигателя производится по методу эквивалентных величин (тока, мощности и момента) исходя из определения среднеквадратичной искомой величины за цикл. Для упрощения метода расчета мощность двигателя определяется как средняя за цикл, а разность между средним арифметическим значением мощности и средней квадратической ее величиной компенсируется коэффициентом запаса 1,2–1,6. Этим же до некоторой степени компенсируется повышенный нагрев двигателя при больших нагрузках, когда ток в роторе возрастает уже непропорционально действующему моменту.

На практике широко применяют упрощенные расчеты, содержащие в основе следующий алгоритм.

- По затрачиваемой за один технологический цикл активной работе включения муфты, рабочего и холостых ходов рассчитывают среднюю мощность, отнесенную ко времени цикла. Номинальную мощность электродвигателя принимают как сумму мощностей активного и холостого ходов;
- момент инерции маховых масс и собственно маховика определяют по заданной работе, а допустимую неравномерность вращения — на основе производственного опыта или расчетным путем с учетом коэффициентов, полученных экспериментальным путем.

Исходными данными являются затраты энергии при рабочем ходе $A_{\text{рх}}$, при холостом ходе $A_{\text{хх}}$, при включении муфты $A_{\text{в}}$, заданное число ходов пресса в минуту $n_{\text{пр}}$, число оборотов маховика в минуту $n_{\text{мх}}$, коэффициент использования номинального числа ходов $p_{\text{и}}$, номинальное число оборотов двигателя в минуту n_0 .

Последовательность расчета следующая.

1. Определяется время цикла

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{n_{\text{пр}} p_{\text{и}}}.$$

2. Номинальная мощность электродвигателя определяется суммарной мощностью активного $N_{\text{рх}}$ и холостого $N_{\text{хх}}$ ходов полного цикла

$$N_{\text{ном}} = \kappa N_{\text{рх}} + N_{\text{хх}},$$

где κ — коэффициент запаса.

3. Средняя мощность активного хода

$$N_{\text{рх}} = \frac{n_{\text{вкл}} A_{\text{вкл}} + A_{\text{рх}}}{t_{\text{ц}}},$$

где $n_{\text{вкл}}$ — число включений муфты за цикл (в автоматическом режиме $n_{\text{вкл}} = 0$).

4. Средняя мощность холостого хода

$$N_{\text{хх}} = \frac{A_{\text{хх}}}{t_{\text{ц}}}.$$

5. Номинальная мощность асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором

$$N_{\text{ном}} = \frac{k(n_{\text{вкл}} A_{\text{вкл}} + A_{\text{рх}})}{102 t_{\text{ц}}}.$$

По каталогам следует подобрать ближайший типоразмер электродвигателя.

Коэффициент запаса k зависит от величины номинального скольжения установленного электродвигателя: чем меньше скольжение, тем ниже способность электродвигателя к перегрузке, следовательно, тем больше должен быть коэффициент запаса. В свою очередь, скольжение должно соответствовать числу $n_{\text{факт}} = p_{\text{и}} n$ фактически используемых ходов пресса ($p_{\text{и}}$ — коэффициент использования ходов (см. данные на с. 29)): чем больше число используемых ходов, тем меньше времени требуется на восстановление оборотов двигателя и, следовательно, меньше должно быть номинальное скольжение $S_{\text{ном}}$. Значения коэффициентов ϵ для расчета мощности привода приведены в табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициентов k и ϵ для расчета мощности привода кривошипного пресса

Коэффициент запаса k	Фактическое число ходов ползуна пресса $n_{\text{факт}}$, мин	Номинальное скольжение $S_{\text{ном}}$	Относительный коэффициент скольжения ϵ
1,2	До 15	0,12–0,08	0,85
1,3	15–50	0,08–0,04	0,90
1,4–1,6	Св. 50	0,04–0,02	0,95

Для двигателя с фазовым ротором фактическая номинальная мощность снижается вследствие потерь мощности в дополнительном электрическом сопротивлении и с ухудшением условий вентиляции

$$N_{\text{нф}} = \frac{n_{\text{нф}}}{n_{\text{ном}}} \sqrt{\frac{n_{\text{нф}}}{n_{\text{ном}}}} \cdot N_{\text{ном}},$$

где $n_{\text{нф}}$ — номинальная частота вращения двигателя с фазным ротором, мин (выбирается по каталогу); $n_{\text{ном}} = n_{\text{синх}} (1 - S_{\text{ном}})$. Здесь $n_{\text{синх}}$ — синхронная частота вращения электродвигателя с фазным ротором; значение скольжения двигателя $S_{\text{ном}}$ также выбирается по каталогу.

В период рабочего хода работа электродвигателя приведенная к валу ведущего кривошипа

$$A_{\text{э.к}} = N_{\text{нф}} t_p \eta_{\text{п}},$$

где $\eta_{\text{п}}$ — КПД передачи. В таком случае работа маховика определяется по разности

$$A_{\text{мах}} = A_{\text{рх}} - A_{\text{э.к}}.$$

Маховик совершает работу $A_{\text{мах}}$ за счет кинетической энергии $\Delta K_{\text{мах}}$, причем

$$A_{\text{мах}} = \Delta K_{\text{мах}}. \quad (6)$$

Отданная кинетическая энергия

$$\Delta K_{\text{мах}} = J_{\text{мах}}^* \frac{\omega_{\text{мах}}^2 - \omega_{\text{мин}}^2}{2},$$

где $J_{\text{мах}}^*$ — момент инерции маховых масс; $\omega_{\text{мах}}$ — максимальная угловая скорость маховика перед началом рабочего хода (ее можно рассчитать по максимальной частоте вращения маховика $n_{\text{мах}} = \frac{n_{\text{ном}}}{u}$, где u —

передаточное число линии привода от электродвигателя до маховика); $\omega_{\text{мин}}$ — минимальная угловая скорость маховика в конце рабочего хода.

Торможение маховика характеризуется коэффициентом неравномерности хода δ

$$\delta = \frac{\omega_{\text{мах}} - \omega_{\text{мин}}}{\omega_{\text{ср}}} = \frac{n_{\text{мах}} - n_{\text{мин}}}{n_{\text{ср}}}$$

при средней угловой скорости $\omega_{\text{ср}} = \frac{(\omega_{\text{макс}} - \omega_{\text{мин}})}{2}$ или при средней частоте его вращения $n_{\text{ср}} = \frac{(n_{\text{макс}} + n_{\text{мин}})}{2}$. В таком случае

$$\Delta K_{\text{макс}} = J_{\text{макс}}^* \omega_{\text{ср}}^2 \delta = J_{\text{макс}}^* \left(\frac{\pi n_{\text{ср}}}{30} \right)^2 \delta.$$

Согласно уравнению (6)

$$J_{\text{макс}}^* = \frac{A_{\text{макс}}}{\left(\pi n_{\text{ср}} / 30 \right)^2 \delta}.$$

При заданном коэффициенте неравномерности хода частоту $n_{\text{ср}}$ можно выразить через номинальную частоту вращения маховика

$$n_{\text{ср}} = \frac{2}{\delta + 2} n_{\text{макс}},$$

поэтому

$$J_{\text{макс}}^* = \frac{22,8 A_{\text{макс}} (\delta + 2)^2}{n_{\text{макс}}^2 \delta}. \quad (7)$$

Коэффициент δ всегда значительно меньше единицы (табл. 3). При чем чем выше коэффициент использования $p_{\text{и}}$ ходов машины, тем меньше значение δ .

Таблица 3

Значения коэффициента неравномерности δ

Наименование машины	Режим одиночных ходов	Режим автоматических ходов
Тихоходные тяжелые машины с числом ходов ползуна менее 20/мин (ГКМ и др.)	0,20–0,3	0,15
Кривошипные горячештамповочные прессы, кривошипно-коленные прессы	0,20–0,25	0,15
Автоматы для горячей штамповки	—	0,15
Универсальные кривошипные прессы	0,12	0,10
Автоматы для холодной объемной штамповки	—	0,10
Листоштамповочные автоматы	—	0,08

Выбранное значение δ проверяется из условий допустимого нагрева двигателя по формуле

$$\delta = 2\varepsilon k (S_{\text{ном}} + S_{\text{рем}}),$$

где ε — коэффициент, зависящий от соотношения между номинальным и критическим скольжением электродвигателя (усредненные значения ε приведены в табл. 3); k — коэффициент запаса мощности; $S_{\text{ном}}$ — номинальное скольжение двигателя; $S_{\text{рем}}$ — величина упругого скольжения клиноременной передачи при номинальной нагрузке (в среднем $S_{\text{рем}} = 0,01$), при зубчатом приводе $S_{\text{рем}} = 0$.

Формула (7) выведена из допущения о мгновенном действии деформирующей силы в начале технологического цикла. В действительности реальная нагрузка не является мгновенной, а растянута во времени, и торможение маховика происходит при повороте кривошипа на угол α_p . С учетом этого момент инерции маховика приведенный к валу кривошипа определяется по формуле

$$J_{\text{мах}} = k_{\phi} J_{\text{мах}}^*, \quad (8)$$

где k_{ϕ} — коэффициент формы графика нагрузок. Этот коэффициент определяется по формулам:

- при однопиковом графике нагрузок в режиме непрерывных ходов

$$k_{\phi} = 1 - \frac{\alpha_p}{360^\circ};$$

- при работе с двухпиковым графиком нагрузок в режиме одиночных ходов

$$k_{\phi} = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_{\text{и}}\right)^2 + \left(2 - 6p_{\text{и}} + 3p_{\text{и}}^2 \frac{A_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}} A_{\text{рх}}} + \left(\frac{A_{\text{в}}}{\eta_{\text{м}} A_{\text{рх}}}\right)^2\right)}.$$

Подставляя в соотношение (8) формулу (7), получим

$$J_{\text{мах}} = k_{\phi} \frac{22,8 A_{\text{мах}} (\delta + 2)^2}{n_{\text{мах}}^2 \delta}, \quad (9)$$

или

$$J_{\text{мах}} = k_{\phi} \frac{91 A_{\text{мах}}}{n_{\text{мах}}^2 \delta}. \quad (10)$$

Энергию отдает не только маховик, но и другие вращающиеся детали прессы. Поэтому вычисленный по формулам (9) или (10) момент инерции J_{\max} маховых масс должен быть равен сумме приведенных к валу маховика моментов инерции наиболее крупных деталей прессы

$$J_{\max} = \frac{\sum_i J_i}{u_i^2},$$

где J_i — момент инерции i -й детали; u_i — передаточное число от вала, на котором закреплена i -я деталь к валу маховика, причем для расположенных перед маховиком деталей $u_i < 1$, а за маховиком $u_i > 1$.

Приближенно можно считать, что для кривошипных горячештамповочных прессов момент инерции собственно маховика составляет 70–75 % инерции вращающихся масс привода, для тяжелых листоштамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин — 85–90 %. У легких листоштамповочных прессов и пресс-автоматов практически вся маховая масса сосредоточена в маховике.

Рассчитанную мощность двигателя проверяют по условиям разгона маховика с заданным моментом инерции (проверка на допустимое время разгона маховика при первоначальном пуске электродвигателя). С этой целью используют таблицы [1] и сравнивают момент инерции или маховой момент системы привода, приведенный к валу электродвигателя, с предельными, допускаемыми по условиям нагрева при пуске. В случае, если полученная по расчету величина махового момента превышает допустимую, следует перейти на большую мощность двигателя с коэффициентом запаса по средней мощности за цикл до 1,6. При больших значениях работы холостого хода $A_{\text{хх}}$ необходимо проверить время разгона.

Фактическое время разгона

$$t_p = \frac{1,2 J_{\max} n_{\max}^2}{100000 N_{\text{ном.факт}}} \leq [t_{\text{разг}}],$$

где n_{\max} — максимальная частота вращения электродвигателя, об/мин; $N_{\text{ном.факт}}$ — номинальная мощность электродвигателя привода, кВт. Величина t_p не должна превышать 8–10 с для асинхронных короткозамкнутых электродвигателей нормальной серии и 15–18 с для двигателей с повышенным скольжением. Затянувшийся разгон может привести к перегреву электродвигателя и выходу его из строя. Для уменьше-

ния времени разгона необходимо увеличить мощность двигателя либо уменьшить момент инерции маховика.

Повышение частоты вращения маховика ограничено окружной скоростью

$$v_{\max} = \frac{\pi D_{\text{об}} n_{\max}}{60000},$$

где $D_{\text{об}}$ — внешний диаметр обода маховика, мм. Для стальных маховиков предельная скорость $v_{\max} \leq 40$ м/с, для чугунных маховиков — $v_{\max} \leq 25$ м/с.

Иногда полученное значение момента инерции маховика не может быть конструктивно воплощено, так как размеры маховика наряду с требуемой величиной момента инерции определяются в соответствии с принятым передаточным отношением клиноременной передачи от двигателя к маховику, размерами муфты, встраиваемой в маховик, числом ремней передачи. Для выяснения этого факта необходимо вычертить предполагаемый по конструктивным соображениям профиль маховика, изменяя внутренний диаметр и ширину обода при требуемых маховых массах. Наружный диаметр задается путем кинематического расчета, при этом окружная скорость на обode маховика не должна превышать 25 м/с. Из условия обеспечения нормальной работоспособности муфты, встраиваемой в маховик, число оборотов маховика не должно превышать 400–450 в минуту.

При проектировании прессов энергетический расчет проводят в два этапа. Сначала определяют работу на участках рабочего и холостого хода, рассчитывают мощность электродвигателя и момент инерции маховика на базе ориентировочного расчета. Затем в ходе проектирования определяют размеры деталей привода и муфты. Знание этих величин позволяет определить работу на включение муфты и моменты инерции всех деталей привода, включая коленчатый вал.

На втором этапе определяют все затраты энергии, мощность двигателя и требуемый маховой момент привода. Маховой момент маховика должен быть равен разности рассчитанного махового момента и махового момента всех деталей.

Пример 1. Рассчитать мощность электродвигателя и момент инерции маховика для горячештамповочного пресса с номинальным усилием 14234,3 кН.

Исходные данные: расход энергии за рабочий ход согласно ранее проведенным расчетам составляет $A_{\text{рх}} = 30\,000 \text{ кГ}\cdot\text{м}$, $A_{\text{в}} = A_{\text{вкл}} + A_{\text{разг}} = 4320 \text{ кГ}\cdot\text{м}$; $A_{\text{хх}} = 2500 \text{ кГ}\cdot\text{м}$; $p_{\text{и}} = 0,12$; $\alpha_{\text{р}} = 0,75$; $n_{\text{мах}} = 300 \text{ об/мин}$; $\eta_{\text{м}} = 0,95$; передача от двигателя к маховику клиноременная.

Находим

$$t_{\text{ц}} = \frac{60}{\eta_{\text{пр}} p_{\text{и}}} = \frac{60}{75 \cdot 0,12} = 6,67 \text{ с.}$$

Полагая $k = 1,2$, рассчитаем мощность электродвигателя

$$\begin{aligned} N_{\text{ном}} &= \frac{k(n_{\text{вкл}} A_{\text{вкл}} + A_{\text{рх}}) + A_{\text{хх}}}{102 t_{\text{ц}}} = \\ &= \frac{1,2 \cdot \left(\frac{4320}{0,95} + 30\,000 \right) + 2500}{102 \cdot 6,67} = 64,6 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

По каталогу при синхронном числе оборотов в минуту 1000 ближайший двигатель имеет номинальное число оборотов 970. Задаваясь значением номинального скольжения $S_{\text{ном}} = 0,1$, находим

$$n_{\text{ном}} = n_{\text{синх}} (1 - S_{\text{ном}}) = 1000 \cdot (1 - 0,1) = 900 \text{ об/мин};$$

$$k_{\text{нф}} = \frac{n_{\text{нф}}}{n_{\text{ном}}} \sqrt{\frac{n_{\text{нф}}}{n_{\text{ном}}}} = \frac{970}{900} \cdot \sqrt{\frac{970}{900}} = 1,12;$$

$$N_{\text{нф}} = k_{\text{нф}} N_{\text{ном}} = 1,12 \cdot 64,6 = 72,35 \text{ кВт.}$$

Согласно данным каталога выбираем электродвигатель с фазным ротором типа АК-92–6 мощностью 75 кВт, с числом оборотов 970 в минуту, $\lambda_{\text{э}} = 2,4$. Тогда получим

$$\delta = 2\varepsilon k (S_{\text{ном}} + S_{\text{рем}}) = 2 \cdot 0,85 \cdot 1,2 \cdot (0,07 + 0,01) = 0,163;$$

$$\left(1 - \frac{\alpha_{\text{р}}}{2\pi} p_{\text{и}} \right)^2 = \left(1 - \frac{0,75}{6,28} \cdot 0,12 \right)^2 = 0,97;$$

$$2 - 6p_{\text{и}} + 3p_{\text{и}}^2 = 2 - 0,72 + 0,043 = 1,323;$$

$$\left(\frac{A_b}{\eta_m A_{px}} \right)^2 = \left(\frac{4320}{0,95 \cdot 30000} \right)^2 = 0,023;$$

$$k_\phi = \sqrt{\left(1 - \frac{\alpha_p}{2\pi} p_i \right)^2 + \left(2 - 6p_i + 3p_i^2 \frac{A_b}{\eta_m A_{px}} + \left(\frac{A_b}{\eta_m A_{px}} \right)^2 \right)} = \\ = \sqrt{0,97 + 1,323 \cdot 0,183 + 0,023} = 1,11;$$

$$J_{\max} = k_\phi \frac{91 A_{\max}}{n_{\max}^2 \delta} = 1,11 \cdot \frac{91 \cdot 30000}{300^2 \cdot 0,164} = 2,05 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

При необходимости проверяется допустимый для выбранного двигателя маховой момент масс приведенный к валу двигателя, а также время разгона.

Пример 2. Исходные данные: необходимо определить мощность двигателя для п пресса усилием 10 тс (98,1 кН), для которого затраты энергии на участке рабочего хода составляют $A_{px} = 0,265 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $A_{раз} = 0,029 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $n_{пр} = 170 \text{ ходов/мин}$; $p_i = 0,65$; $\alpha_p = 31^\circ = 0,54 \text{ рад}$; $\eta_m = 0,98$; $A_{xx} = 9 \text{ кг} \cdot \text{м}$.

Находим

$$t_{ц} = \frac{60}{\eta_{пр} p_i} = \frac{60}{170 \cdot 0,65} = 0,54 \text{ с}.$$

Мощность двигателя при $k = 1,4$

$$N_{\text{ном}} = \frac{1,4 \cdot (26,5 + 2,89 + 9)}{102 \cdot 0,54} = 0,97 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа А-41-6; мощность 1 кВт; число оборотов 930 в минуту; $\lambda_{\phi} = 1,8$.

Определяем коэффициент

$$\delta = 2\epsilon k (S_{\text{ном}} + S_{\text{рем}}) = 2 \cdot 0,85 \cdot 1,4 \cdot (0,07 + 0,01) = 0,19.$$

Коэффициент формы графика

$$k_\phi = 0,91.$$

Определяем момент инерции маховика

$$J_{\max} = k_\phi \frac{91 A_{\max}}{n_{\max}^2 \delta} = 0,91 \cdot \frac{91 \cdot 26,5}{170^2 \cdot 0,214} = 0,354 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2.$$

7. Приближенное определение силовых параметров кривошипных машин

Поскольку деформирование заготовки происходит в конце хода ползуна при относительно малых углах α то, учитывая этот факт и не учитывая трение, можно получить более простые приближенные характеристики параметров кривошипных машин [13].

Для малых углов α еремещение ползуна до крайнего нижнего положения будет описываться соотношением

$$S \approx R(1 - \cos \alpha) = \left(\frac{H}{2} \right) (1 - \cos \alpha). \quad (11)$$

Скорость ползуна получаем путем дифференцирования уравнения (11), опуская малые второго порядка,

$$v = \frac{ds}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{ds}{d\alpha} \approx R\omega \sin \alpha = \frac{H\pi n}{60} \sin \alpha.$$

Как следует из этой зависимости, линейная скорость прессы прямо пропорциональна угловой скорости вращения кривошипного (эксцентрикового) вала или быстроходности (числу ходов ползуна в минуту) прессы. Увеличение скорости ползуна и сокращение времени контакта штампа с поковкой, что важно для увеличения стойкости штампов в процессах горячей штамповки, можно достигнуть только увеличивая быстроходность прессы.

Крутящий момент на кривошипном валу с радиусом R из треугольника сил (см. рис. 3) получим по выражению

$$M_k = RT = RP \sin(\alpha + \beta).$$

В таком случае сила, создаваемая крутящим моментом на ползуне прессы при $R = \frac{H}{2}$, где H — полный ход ползуна, $H = 2R$.

$$P_d = P \cos \beta = \frac{T \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{2M_k \cos \beta}{H \sin(\alpha + \beta)}. \quad (12)$$

Угол β во время рабочего хода значительно меньше угла α , тогда, принимая $\beta = 0$, $\cos \beta = 1$, из уравнения (12) получаем

$$P_d = \frac{2M_k}{H \sin \alpha}. \quad (13)$$

При постоянной величине крутящего момента M_k , передаваемого муфтой, величина деформирующей силы, развиваемая прессом, переменная. Она может достигать больших значений (бесконечности при $\alpha = 0$ по формуле (13), если не превышен крутящий момент муфты и она не проскальзывает) в исходном верхнем положении ($\alpha = 180^\circ$) и конечном нижнем ($\alpha = 0$) положении ползуна и минимальна в середине хода ($\alpha = 90^\circ$). Для ограничения номинальной силы прессы применяют специальные элементы конструкции — предохранители. Поэтому диаграмма сил P_d , требующихся для выполнения технологической операции, должна располагаться ниже графика допустимых деформирующих сил прессы $P_d(\alpha)$.

При встрече с заготовкой во время рабочего хода S_d , ведущая и ведомые звенья замедляют движение до значения конечной угловой скорости $\omega_1 \approx (1 - \varepsilon_n) \omega_0$. Эта скорость обусловлена номинальным скольжением асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (с нормальным $\varepsilon_n = 0,08 \dots 0,12$ или повышенным скольжением $\varepsilon_n = 0,15 \dots 0,2$). Соответствующая часть накопленной кинетической энергии маховика и других звеньев называется эффективной энергией прессы.

$$E_\phi = \frac{E(\omega_0^2 - \omega_1^2)}{2}. \quad (14)$$

и расходуется на работу деформирования A_d для выполнения технологической операции с силой P_d на перемещение S_d .

Величина энергии (работы) деформирования, которую может затратить пресс, меньше эффективной энергии по зависимости (14) из-за потерь на трение и упругую деформацию станины и других элементов конструкции прессы. Эти потери можно оценить при помощи коэффициента полезного действия рабочего хода $\eta_d \approx 0,35 \dots 0,5$ [13]

$$A_d = \eta_d E_{\text{эф}}.$$

В свою очередь, величина эффективной энергии, которую должен восполнить электродвигатель перед началом каждого следующего цикла, зависит от номинального скольжения асинхронного двигателя. Для электродвигателя с повышенным скольжением $\varepsilon_n = 20\%$, отсюда $\omega_1 = 0,8\omega_0$ и из выражения (14) следует

$$E_{\text{э,р}} = (1 - 0,8^2) E_{\text{эф}} = 0,36 E_{\text{эф}}.$$

Только около 36 % эффективной энергии прессы, запасенной маховиком, можно использовать во время рабочего хода. Обычно скольжение ε_n электродвигателя составляет 0,08–0,12 и используемая энергия меньше.

С учетом КПД рабочего хода $\eta_d \approx 0,5$ располагаемая прессом энергия (работа деформирования) во время рабочего хода будет

$$A_d = \left[1 - (1 - S_{\text{ном}})^2 \right] \eta_d E_{\text{эф}} \approx (0,36 \cdot 0,5) E_{\text{эф}} = 0,18 E_{\text{эф}},$$

что составляет в среднем приблизительно 18–20 % эффективной энергии.

8. Основные детали кривошипных машин. Расчеты на прочность

8.1. Ползунно-шатунный узел

8.1.1. Ползуны

Ползун — деталь прессы, к которой крепится инструмент-штамп, осуществляющий деформирование заготовки. Усилие деформирования в процессе штамповки передается непосредственно на ползун. В силу этого хорошая работа кривошипной кузнечно-штамповочной машины во многом зависит от правильной конструкции ползуна, его направляющих и конструкции узла, в котором крепится инструмент к ползуну. Ползуны кривошипных машин по конструктивному оформлению можно разделить на три группы: сплошные призматические и коробчатые (ползуны листоштамповочных прессов); ползуны с дополнительными направляющими (ползуны прессов и автоматов для горячей и объемной холодной штамповки), ползуны в виде пластин (ползуны ножниц и листогибочных прессов). Большое разнообразие конструкций ползунов обусловлено различными размерами штампов, которые к ним крепятся.

В зависимости от размеров или числа штампов ползун приводится в движение одним, двумя или четырьмя шатунами. Двухшатунная и четырехшатунная подвески применяются для устойчивости движения длинных по фронту и узких ползунов, например, в гильотинных ножницах, листогибочных прессах и т. п.

Усилие, воспринимаемое ползуном в процессе деформирования, передается или непосредственно на лобовую поверхность малой головки шатуна, или через палец, соединяющий малую голов-

ку шатуна с ползуном. Схема системы ползун — шатун представлена на рис. 11.

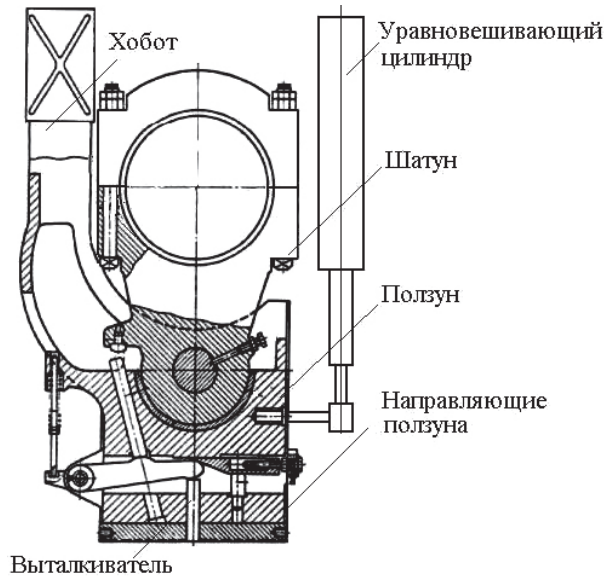


Рис. 11. Схема системы ползун — шатун

На рабочей плоскости ползуна закрепляют болтами и двумя направляющими штифтами сменную стальную плиту с закаленной поверхностью, обращенной вниз для меньшего износа от смятия в нее верхнего штампа.

В ползуне у горячештамповочных прессов обычно встроен привод верхнего выталкивателя. Конструкция его может быть разной, но принцип действия одинаков. При обратном ходе шатун нажимает выступом на рычаг, который действует на выталкиватель, и перемещает его вниз.

Ползун во время рабочего процесса движется в направляющих. От точности направления движения ползуна в них зависит точность деталей, получаемых штамповкой, а также износ и долговечность инструмента, особенно предназначенного для разделительных операций. Необходимо обеспечить устойчивое положение ползуна в направляющих, то есть исключить возможный перекосяк в направляющих. Для повышения точности штамповки и более устойчивого перемещения ползуна в направляющих стремятся максимально увеличить длину на-

правляющих ползуна. Ползуны горячештамповочных прессов и горизонтально-ковочных машин имеют так называемый хобот, выполненный заодно с ползуном. Хобот проходит или с задней стороны пресса, за коренным валом, или спереди, с фронтальной стороны. На хоботе для обеспечения более устойчивого перемещения ползуна имеются дополнительные направляющие салазки.

Удовлетворительную работу ползуна определяет отношение длины направляющих ползуна к их ширине. В общем случае перекося торцевой плоскости направляющих, а вместе с ней рабочей плоскости ползуна, мм, составляет

$$h = \delta B / L_n ,$$

где δ — суммарный зазор в направляющих, мм; B — расстояние между направляющими плоскостями, мм; L_n — длина направляющих, мм.

Величина $\frac{B}{L_n}$ называется коэффициентом характеристики направляющих.

При тех же зазорах в направляющих оптимальная величина $\frac{L_n}{B}$ значительно улучшает условия работы ползуна. У однокривошипных прессов это отношение составляет 1,4–2,5, у двухкривошипных — 0,4–0,5, у горизонтально-ковочных машин — 5,5–6 в горизонтальной плоскости и 25–30 в вертикальной плоскости, у холодновысадочных автоматов — более 2,5 в горизонтальной плоскости и более 10 в вертикальной плоскости.

Точность направления ползуна во многом зависит не только от длины направляющих, но и от качества их изготовления.

Расчет ползунов состоит из расчета направляющих и расчета самих ползунов. При расчете направляющих для упрощения обычно принимают, что ползун является абсолютно жестким телом.

В качестве критерия для суждения о достоинствах направляющих того или иного ползуна служит величина максимального удельного давления на направляющие. Это максимальное удельное давление p_{\max} представляет сумму удельного давления p_n от поперечной силы N и удельного давления p_m от момента M_n , действующего на направляющую,

$$p_{\max} = p_n + p_m , \quad p_n = \frac{N}{L_n^2 \cdot a} , \quad p_m = \frac{6M_n}{L_n^2 \cdot a} ,$$

где N — горизонтальная поперечная сила, действующая на направляющую; $M_{\text{и}}$ — момент, приложенный со стороны ползуна в центре тяжести направляющих; $L_{\text{н}}$ — длина направляющих; a — ширина направляющих.

Максимальная величина удельного давления определяется по соотношению

$$p_{\text{max}} \leq [p]. \quad (15)$$

Допускаемое удельное давление для бронзы $[p] = 3,5$ МПа, для чугуна и текстолита $[p] = 2$ МПа, для стали (термообработанные направляющие) $[p] = 4$ МПа. Зависимость (15) может быть представлена в виде

$$\frac{p_{\text{м}}}{n} < \left[\frac{p_{\text{м}}}{n} \right],$$

где $n = \frac{B}{L_{\text{н}}}$.

Для бронзы $\left[\frac{p_{\text{м}}}{n} \right] = 0,4$ МПа (без дополнительных направляющих)

и $\left[\frac{p_{\text{м}}}{n} \right] = 1,5$ (с дополнительными направляющими).

Для направляющих планок однокривошипных прессов применяют следующие материалы: антифрикционные чугуны марок АСЧ-1, АСЧ-2 с НВ 190–229, высокопрочные чугуны марок ВЧ 45–5 с НВ 170–207 и чугуны СЧ 20, СЧ 25, бронзы БрАПЖ6 Н6, Бр05Ц5 С5, а также капрон и текстолит в зависимости от действующих удельных усилий. Для быстроходных прессов (при числе ходов более 200 в минуту) применяют латунные планки.

Шероховатость поверхностей трения направляющих $R_{\alpha} \leq 1,25$.

Ползуны рассчитывают на прочность по правилам сопротивления материалов. Расчет однокривошипных прессов на прочность проводят на номинальное усилие $P_{\text{д}}$, поскольку, хотя в быстроходных кривошипных прессах ползун испытывает при соприкосновении с заготовкой удар, усилие не превышает $\frac{1}{3} P_{\text{д}}$. Для призматических ползунов

без дополнительных направляющих проверяют сжимающие напряжения в опасном сечении ползуна под шатуном площадью F_{I-I}

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_D}{F_{I-I}} \leq [\sigma_{\text{сж}}],$$

где $[\sigma_{\text{сж}}]$ — допускаемое напряжение сжатия в опасном сечении ползуна; F_{I-I} — площадь опасного поперечного сечения $I-I$ ползуна между нижней головкой шатуна и штампом в наиболее опасном сечении.

Деформация ползуна в направлении действия сжимающей силы P_H

$$\delta_{\text{сж}} = \frac{P_D H}{E F_{\text{пр}}},$$

где H — участок высоты ползуна, воспринимающий сжатие; $F_{\text{пр}}$ — приведенная площадь сечения ползуна.

У ползунов с дополнительными направляющими проверяется прочность опасного сечения хобота от суммарных напряжений изгиба в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Ползуны однокривошипных открытых прессов изготавливают из чугуна. Ползуны, изготовленные из чугуна СЧ 20, имеют твердость поверхности трения HRC 48–53 (старение и поверхностная закалка током высокой частоты или газовым пламенем, глубина закалки 2,5 мм). В качестве материалов для ползунов используют модифицированные чугуны марок СЧ 35 и СЧ 40, высокопрочные чугуны марок ВЧ 50–2, ВЧ 45–5, а также стальное литье 35 Л и стальной прокат из стали марки Ст3.

Ползуны с большой поверхностью зеркала листоштамповочных прессов изготавливают сварными из стали марки Ст3. Ползуны с дополнительными направляющими горячештамповочных прессов, холодновысадочных автоматов и горизонтально-ковочных машин изготавливают из стального литья (легированного или углеродистого). Допускаемые напряжения для ползунов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Допускаемые напряжения в сечениях ползунов

Материал ползунов	Напряжение, МПа	
	нормальное σ	касательное τ
Чугун СЧ 24–44	$0,1\sigma_{\text{сж}} \approx 24$	20
Стальное литье 35 Л	$(0,15...0,2)\sigma_{\text{в}} \approx 70$	55
Стальной прокат Ст 3	80	60

8.1.2. Уравновешиватели ползунов

Уравновешиватели применяются для предотвращения опускания ползуна в случае неисправности тормоза, более плавной работы привода и снижения затрат на холостой ход ползуна. Наличие уравновешивателя обеспечивает постоянную выборку зазоров в одну сторону, что приводит к более равномерному ходу. В случае отсутствия уравновешивающего устройства зазоры будут выбираться с ударом. Уравновешивающее устройство поддерживает систему этих деталей в таком состоянии, что зазоры между ними с рабочей стороны все время оказываются выбранными. Вес подвижных частей пресса (ползун и шатун) составляет примерно 0,45–0,55 % от номинального усилия пресса P_n . Уравновешивающее устройство снижает вредное действие инерционных сил подвижных частей пресса.

Уравновешивающее устройство в большинстве случаев пневматическое. Пружинные уравновешиватели применяют редко. К поршню пневматического цилиндра уравновешивателя подвешивают на штоке ползун за хвостовую часть или за специальные приливы с тыльной стороны ползуна (см. рис. 11 на с. 59). Поршень обычно плунжерного типа. Воздух под поршень поступает из резервуара (ресивера), объем которого примерно в 4–5 раз больше объема вытесняемого из цилиндра уравновешивающего устройства. При опускании подвижных частей пресса давление воздуха поднимается к концу хода (вследствие его сжатия в ресивере) примерно на 20 %. Недостаточное давление в цилиндрах уравновешивания ведет к ударам в зубчатых передачах. Избыток или недостаток давления вызывает перегрузку двигателя. В связи с этим пневматическая сеть, питающая цилиндры уравновешивания, должна предусматривать контроль давления в них. Давление необходимо изменять в зависимости от массы штампов и числа ходов пресса.

Во всех универсальных прессах уравновешиватели следует устанавливать начиная с усилия 160 кН. В быстроходных прессах с числом ходов в минуту 150 необходимо применять уравновешиватели и при меньших номинальных усилиях.

8.1.3. Шатуны

Шатун является ответственной деталью пресса, посредством которой осуществляется передача усилия со стороны ползуна на главный вал. Кривошипно-ползунные механизмы по типу привода делятся на механизмы с верхним и нижним приводом. В механизмах с верхним приводом шатун толкает ползун и при рабочей нагрузке шатун испытывает кроме изгиба сжатие. В механизмах с нижним приводом шатун тянет ползун и при рабочей нагрузке наряду с изгибом испытывает растяжение.

Главными элементами шатуна являются кривошипная (большая) головка, тело (стержень шатуна) и малая (ползунная) головка. Соединение шатуна с ползуном осуществляется при помощи пальца или шаровой пяты.

Шатуны бывают разъемными, состоящими из тела шатуна и крышки, и неразъемными — бугели. Шатуны бывают также нерегулируемыми и регулируемыми. В последнем случае длина шатуна регулируется посредством винта, связывающего шатун с шаровой пятой.

Шатуны однокривошипных прессов рассчитывают на номинальное усилие пресса $P = P_n$. Расчетное усилие, действующее по шатуну, принимают в двухкривошипных прессах $P = (0,6 \dots 0,75) P_n$, в четырехкривошипных прессах $P = (0,4 \dots 0,5) P_n$.

Шатун без регулировки (рис. 12, а) рассчитывают на прочность (на сжатие и изгиб) в сечении А — А. Шатун с регулировкой (рис. 12, б) рассчитывается дополнительно по сечению Б — Б.

Напряжения сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{F_{А-А}}; \sigma_{сж} = \frac{P}{F_{Б-Б}},$$

где $F_{А-А}$ и $F_{Б-Б}$ — площади опасных сечений А — А и Б — Б.

Изгибающий момент

$$M_{и} = fP \left(r_{Б} - y_1 \frac{r_{А} + r_{Б}}{L} \right).$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{А-А}} \text{ или } \sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{Б-Б}}.$$

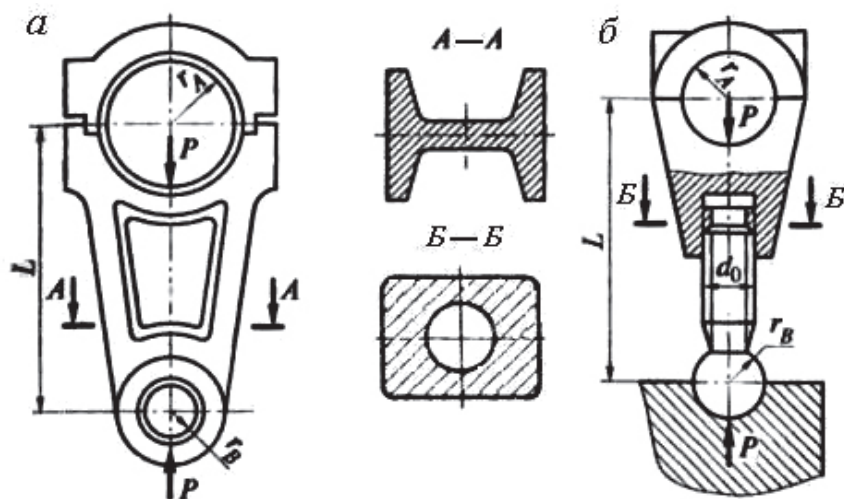


Рис. 12. Расчетная схема шатуна без регулировки (а) и с регулировкой (б)

Результирующее напряжение в сечении

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma].$$

Для чугуновых шатунов (СЧ 24–44) универсальных прессов $[\sigma] \leq 70$ МПа и холодновысадочных автоматов $[\sigma] \leq 50$ МПа; для стальных шатунов $[\sigma] \leq 150$ МПа; для стального винта (сталь марки 45) $[\sigma] \leq 250$ МПа.

Шатуны прессов, производящих вырубные и пробивные операции, дополнительно рассчитывают на выносливость. Шатуны при этих операциях подвергаются сжатию, а после скола металла — растяжению. Для приближенных расчетов на основании экспериментальных исследований принимают

$$\sigma_p = 0,2\sigma_{\text{сж}}.$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} = \frac{-\sigma_{\text{сж}} + 0,2\sigma_{\text{сж}}}{2} = 0,4\sigma_{\text{сж}},$$

амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\min} - \sigma_{\max}}{2} = \frac{0,2\sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{сж}}}{2} = 0,6\sigma_{\text{сж}}.$$

В таком случае коэффициент запаса прочности

$$n_p = \frac{\sigma_{-1p}}{\left(\sigma_a k_\sigma / \varepsilon \beta \right) + \psi \sigma_m} = 1,1 \dots 1,2,$$

где k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε – масштабный фактор; β – коэффициент, учитывающий состояние поверхности;

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1p} - \sigma_0}{\sigma_0},$$

$\psi = 0,05$; для чугуна марки СЧ 21-40 $\sigma_{-1p} = 90$ МПа, для стали марки 45 $\sigma_{-1p} = 210$ МПа; σ_0 – предел выносливости при пульсирующем цикле изменения напряжений.

Длинные цельные шатуны проверяют на устойчивость. Производят также расчет болтов крышки шатуна, проверку пальца шатуна на прочность и расчет на переменные напряжения.

8.1.4. Регулировка хода ползуна и величины штампового пространства

Механизмы регулировки хода ползуна предназначены для изменения хода ползуна и обеспечения нормального технологического режима при изменении типа технологической операции (переход от вырубki к гибке, от вытяжки к пробивке). Этими механизмами оснащены универсальные прессы усилием менее 1 МН (100 тс). Конструктивные исполнения этого механизма различны, но у всех механизмов для изменения радиуса кривошипа служит эксцентриковая втулка, различия состоят лишь в способе ее вращения и методе фиксации от проворота.

Регулировка штампового пространства (закрытая высота прессы) применяется во всех кривошипных машинах (за исключение некоторых ножниц и автоматов). Эти механизмы предназначены для компенсации упругих деформаций и износа инструмента и обеспечивают установку на пресс различной высоты инструмента (штампа). В листоштамповочных прессах наиболее распространена регулировка с помощью винтового механизма. Винт может располагаться в шатуне, при этом опора должна быть шаровой или в ползуне должно происходить вращение гайки вокруг неподвижного винта. Если винт отсут-

ствуется, длина шатуна не меняется, изменяется лишь положение точки подвеса ползуна.

Можно регулировать закрытую высоту, поднимая или опуская стол с помощью винтового механизма (устаревшая конструкция). В настоящее время наибольшее применение нашли клиновые механизмы, обеспечивающие достаточную жесткость; в зарубежных конструкциях применяется также эксцентриковая втулка, установленная в месте соединения шатуна с ползуном.

8.2. Главные валы

Коленчатый вал или главный вал кузнечно-штамповочной машины — основная и наиболее ответственная деталь кривошипно-шатунного и кривошипно-коленного механизма. В качестве главного вала используют кривошипные, коленчатые, эксцентриковые валы, а также шестерне-эксцентриковый привод. Таким образом, главные валы могут выполняться в виде коленчатых валов или в виде обычных ступенчатых осей и валов шестерне-эксцентрикового привода. В последнем случае используется одна или две неподвижных оси, закрепленных в головке (траверсе) прессы. На этих осях вращаются эксцентрики, заблокированные с зубчатыми колесами.

Коленчатые валы выполняют обычно с шатунной шейкой, заключенной между щек колена, а также в виде эксцентриковых валов, у которых шатунная шейка представляет утолщение. Кроме того, могут быть кривошипные валы, у которых шатунная шейка получается проточкой вала, диаметр которого равен диаметру опорной шейки. Опоры этих валов, применяемых в одностоечных прессах, располагаются по одну сторону от шатуна.

Конструктивное оформление главного вала показано на рис. 13.

Основные размеры главных валов должны соответствовать данным, приведенным в табл. 5.

Кривошипный вал обычно применяют для одностоечных конструкций прессов. Он сложен в изготовлении, дорог и имеет недостаточную жесткость. Эксцентриковый вал обеспечивает возможность регулировки величины хода ползуна, вместе с тем он также сложен в изготовлении. В большинстве типов кривошипных прессов в настоящее время

применяется шестерне-эксцентриковый привод по причине простоты изготовления, повышенной жесткости и возможности регулирования величины хода ползуна. Недостатками такого типа привода являются повышенные потери на трение и большой расход бронзы.

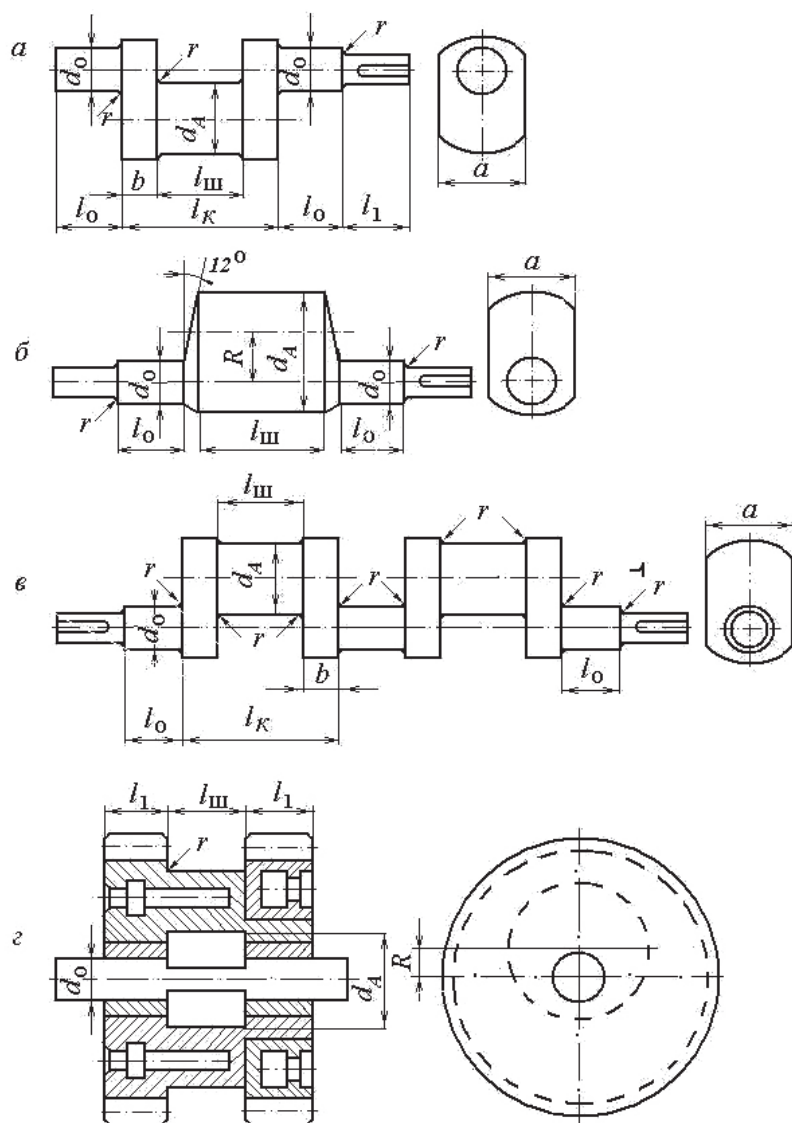


Рис. 13. Виды главных валов:

a — одноколенчатый вал; *б* — эксцентриковый вал; *в* — двухколенчатый вал;
г — шестерне-эксцентриковый блок

Ориентировочные размеры главных валов*

Таблица 5

Параметр	Тип вала			Шестерне-эксцентриковый
	Одноколенчатый	Двухколенчатый	Эксцентриковый	
d_0	$P_H \leq 2000 \text{ кН}$ $d_0 = 14 \cdot \sqrt{0,1 P_H}$ $P_H > 2000$ $d_0 = 12 \cdot \sqrt{0,1 P_H + 60}$	$P_H \leq 1600 \text{ кН}$ $d_0 = 14 \cdot \sqrt{0,1 P_H}$ $P_H > 1600 \text{ кН}$ $d_0 = 9 \cdot \sqrt{0,1 P_H + 300}$	$d_0 = 1,03 \cdot \sqrt{P_H + 100}$	$d_0 = 14 \cdot \sqrt{0,1 P_H}$
d_A	$1,5d_0$	$1,35d_0$	$1,64d_0$	$d_0 = 2R + (60 \dots 80)$
l_0	$(1,7 \dots 2,5)d_0$	$(1,68 \dots 2,1)d_0$	$(1,0 \dots 2,4)d_0$	$2d_0$
l_K	$(2,64 \dots 3,44)d_0$	$(2,4 \dots 2,6)d_0$	—	$3,27d_0$
$l_{ш}$	$2,84d_0$	$2,5d_0$	$0,87d_0$	$(1,1 \dots 1,3)d_0$
b	$0,67d_0$	$0,6d_0$	—	—
a	$1,66d_0$	$1,6d_0$	—	—
r	$0,08d_0$	$0,08d_0$	$0,1d_0$	$(0,1 \dots 0,12)d_0$
l_1	$(0,9 \dots 1,3)d_0$	$(0,7 \dots 1,1)d_0$	$(0,7 \dots 1,1)d_0$	d_0

* В таблице приняты следующие обозначения: P_H — номинальное усилие кривошипного пресса; d_0 — диаметр опорной шейки вала или оси; d_A — диаметр шатунной шейки; l_0 — длина опорной шейки; l_K — длина шатунной шейки, включая боковые щеки; $l_{ш}$ — длина вкладышей; b — толщина щеки коленчатого вала; a — ширина щеки коленчатого вала; r — радиус галтелей; l_1 — длина посадочной части колеса.

Несущая способность главного вала зависит от положения угла поворота ведущего кривошипа. Главный вал при угле поворота кривошипа $\alpha = 0^\circ$ испытывает лишь напряжения от изгиба, которые вызваны силой, приложенной к ползуну. С увеличением угла α , к напряжениям от изгиба добавляются напряжения от кручения. Максимальные напряжения в сечениях главного вала будут действовать при угле поворота $\alpha = 90^\circ$. Однако максимальные нагрузки, которые действуют на ползун при выполнении технологической операции, возникают при углах поворота ведущего кривошипа, значительно меньших 90° . В связи с этим рассчитывать главный вал по суммарным максимальным напряжениям изгиба и кручения нецелесообразно. Это приводит к значительным и неоправданным увеличениям его массы и габаритов.

Существующие методики расчета прочности главного вала предусматривают на основании основных размеров главных валов и материала, из которого они изготовлены, выполнять расчет допускаемых усилий P_d в ползуне пресса, исходя из прочности вала под действием изгибающих и крутящих моментов и поперечной силы. Расчет проводят в зависимости от угла поворота α ведущего кривошипа и хода ползуна пресса S . Полученная зависимость P_d от S или α должна обеспечить необходимый номинальный недоход и номинальный угол α_n , устанавливаемые для данного типа оборудования соответствующими ГОСТами.

При определении основных размеров главных валов руководствуются данными, приведенными в табл. 5. Полученные размеры необходимо округлить до ближайших из ряда предпочтительных чисел.

Что касается материала, из которого изготавливают валы, для универсальных кривошипных машин применяют нормализованную сталь марки 45, а для эксцентриковых валов ответственных машин используют улучшенную сталь марки 40ХН.

По приведенным выше формулам определяют относительный крутящий момент m_k и строят графики относительно крутящего момента и перемещений в зависимости от угла поворота кривошипа α .

Проверочный расчет параметров главного вала проводится по отраслевой нормали ЦБКМ «Типовой расчет главных валов». Главный вал рассматривается как балка на упругих основаниях с учетом концентрации напряжений, чистоты обработки поверхностей вала, абсолютных размеров, условий работы в подшипниках, допускаемых

напряжений, условий работы и циклического характера нагружения. Уравнения решены относительно допускаемого усилия P_D на ползуне. В каждое уравнение входит относительное плечо силы m_k .

Общая формула имеет вид

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_3\sqrt{u_{и}^2\Phi_\sigma + \Phi_\tau(0,5m_k + 0,17d_0u_Q)^2}}, \quad (16)$$

где $\sigma_{-1и}$ — предел выносливости при изгибе гладкого образца при знакопеременном цикле: для стали марки 45 $\sigma_{-1и} = 280$ МПа, а для стали марки 40ХН $\sigma_{-1и} = 400$ МПа; n — общий коэффициент запаса прочности,

$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$: для универсальных машин $n = 1,3$, для прессов-автоматов $n = 1,7 \dots 2,0$; k_3 — эффективный коэффициент концентрации напряжений: для универсальных машин $k_3 = 0,8$, для прессов-автоматов $k_3 = 1,0$; $u_{и}$ и u_Q — коэффициенты приведенного плеча силы P_D соответственно при изгибе и с учетом поперечной силы, определяемые по данным работ [5; 14]; Φ_σ — комплексный параметр, $\Phi_\sigma = 0,25 \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon\beta} + \psi_\sigma \right)^2$.

Здесь ε — масштабный фактор; β — коэффициент, учитывающий состояние поверхности (качество обработки); $\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$, где σ_0 — предел выносливости при пульсирующем цикле изменения напряжений.

Φ_τ — комплексный параметр, $\Phi_\tau = 0,25 \left(\frac{\sigma_{-1и}}{\tau_{-1}} \right)^2 \left(\frac{k_\tau}{\varepsilon\beta} + \psi_\tau \right)^2$. Здесь τ_{-1} —

предел выносливости при кручении гладкого образца при знакопеременном цикле. Φ_σ и Φ_τ следует выбирать из графиков, приведенных в отраслевой нормали и литературе. m_k — относительное приведенное плечо силы P_D ; d_0 — диаметр отверстия ступицы шестерни.

В зависимости от типа главного вала и его привода на основании общей формулы (16) для каждой из схем привода кривошипного прессы получена конкретная формула. Так, для одноколенчатого вала с односторонним зубчатым приводом (с маховиком на приводном валу, рис. 14, а) расчет опасных сечений вала выполняется по следующим зависимостям:

- сечение В — В

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{u_{и}^2\Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B 0,062m_k^2}},$$

где $u_{и} = 0,062l_0 - (0,25l_1 + 0,44l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}$;

- сечение Е — Е

$$P_D = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1и}}{nk_эu_{и}\sqrt{\Phi_{\sigma}^E}},$$

где $u_{и} = 0,062l_0 + 0,25(l_k + l_A) - (0,25l_1 + 0,44l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}$;

- сечение А — А

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_эм_k\sqrt{\left(\frac{l_1}{R_k \cos \alpha_{ш}}\right)^2 \Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A}},$$

где $\alpha_{ш}$ — угол зацепления.

Усилие в опасных сечениях В — В и А — А эксцентрикового вала (рис. 14, б) определяют по следующим зависимостям:

- сечение В — В

$$P_D = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1и}}{nk_э\sqrt{u_{и}^2\Phi_{\sigma}^B + \Phi_{\tau}^B (0,5m_k + 0,085d_0)^2}},$$

где $u_{и} = 0,17l_0 - (0,5l_1 + 0,7l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{ш})}{R_k \cos \alpha_{ш}}$;

- сечение А — А

$$P_D = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1и}}{nk_эм_k\sqrt{\left(\frac{0,5l_1}{R_k \cos \alpha_{ш}}\right)^2 0,25\Phi_{\sigma}^A + \Phi_{\tau}^A}}.$$

Другие расчетные схемы для применяемых различных типов кривошипных прессов рассмотрены и приведены в литературе [6, 8].

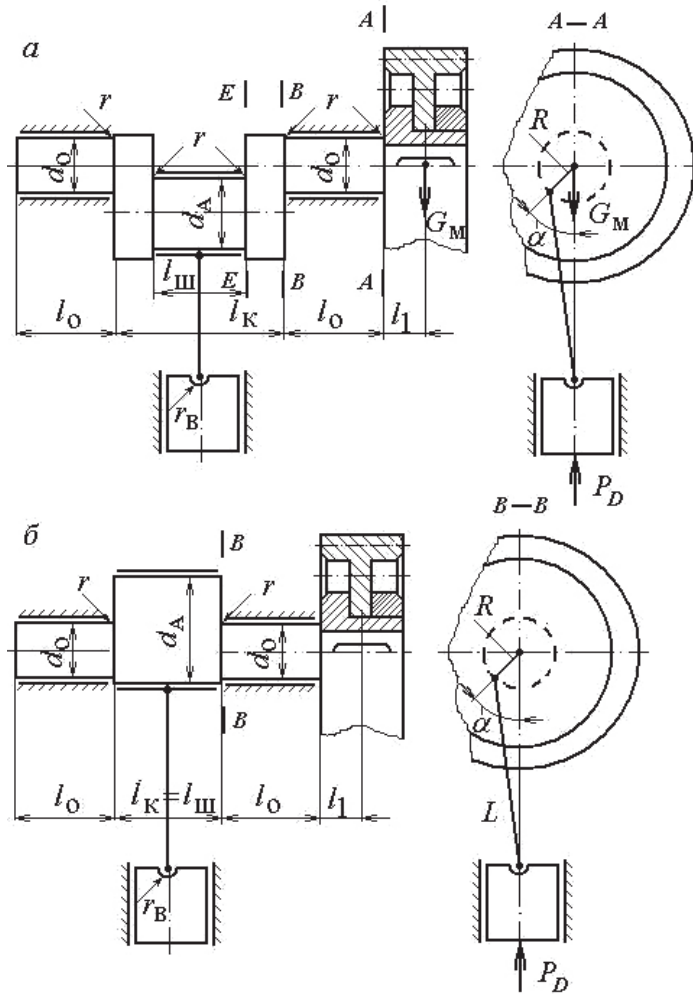


Рис. 14. Главный вал с односторонним зубчатым приводом:

а — одноколенчатый; б — эксцентрикового типа

Если в главном приводе машины имеются зубчатые передачи, то по аналогичной методике рассчитывают параметры последней тихоходной пары. По опытно-статистическим данным выбирают конструктивные размеры и материалы зубчатого колеса. Прочностные расчеты проводят исходя из допустимой пластической деформации зубьев, усталостной прочности зубьев колес на изгиб и для закрытых передач путем учета выносливости поверхности зубьев. Выбирают наименьшее значение крутящего момента M_k , полученное из расчетов

в результате проверок, и определяют усилие по ползуну, допускаемое прочностью тихоходной передачи, для одностороннего привода

$$P_{D3} = \frac{M_k}{m_k},$$

где m_k — приведенное плечо силы.

Поскольку m_k зависит от угла поворота α ведущего кривошипа, то и усилие на ползуне P_{D3} также будет зависеть от положения ведущего кривошипа. Полученная зависимость P_{D3} от α также должна обеспечить необходимый номинальный угол α_n .

8.3. Станины

Станина кривошипного пресса представляет собой корпусной элемент, в котором монтируют все узлы и детали пресса. Наряду с этим станина служит замыкающим звеном, через которое передается усилие штамповки. Размеры станин определяются в соответствии со штамповым пространством, креплением в станине главного и приемного валов, необходимостью расположения технологического инструмента и средств автоматизации.

Различают станины открытого типа, которые применяются в открытых прессах, станины закрытого типа, которые применяются в закрытых прессах, и станины горизонтально-ковочных машин.

Станины открытого типа, как правило, представляют монолитную конструкцию. Они могут быть одностоечными, двухстоечными наклоняемыми, двухстоечными наклоняемыми и одностоечными с передвижным столом.

Одностоечными станинами являются станины, которые в сечении не имеют отверстия и имеют одну стойку. Эти станины представляют собой литую массивную скобу коробчатого сечения. Основное отличие конструкции такой станины в том, что сечение ее замкнутое, и поскольку станины открытых прессов подвергаются внецентренному растяжению, жесткость такой конструкции значительно выше, особенно при эксцентричных нагрузках.

Двухстоечные станины имеют отверстие и две стойки в сечении. Как правило, стойки, стол, направляющие и опорные подшипники

коленчатого вала выполняются как одна деталь. В двухстоечных станинах размещение коленчатого вала на двух подшипниках снижает величину напряжений при его нагружении по сравнению с консольным расположением кривошипа. Это существенное преимущество станин с двумя стойками перед с одностоечными станинами. В наклоняемых двухстоечных станинах, для удобства удаления штампованных деталей, станина смонтирована не непосредственно на фундаменте, а на стойках. В стойках предусмотрен механизм наклона станины на угол около 30° , при наклоне отштампованные детали, расположенные на столе, легко скатываются в тару. Для уменьшения деформации станины под нагрузкой, стяжные болты ставят, как правило, без предварительного натяга.

По технологическому принципу станины делятся на литые и сварные. Станины открытых прессов, изготавливаемых крупными сериями, выполняют литыми из серого чугуна марки СЧ 24–44 или СЧ 28–48. Допускаемые напряжения в растягивающих волокнах должны быть не более 10–15 МПа. Сварные конструкции экономически выгодны при сравнительно малой серии выпуска прессов. Если малы серии выпуска прессов, особенно прессов больших усилий (3000–4000 кН), то их станины изготавливают сварными из стальных листов (сталь марки Ст3). Преимуществом сварных станин является их высокая жесткость, что дает возможность существенно облегчить пресс в целом.

Одностоечные станины применяют в прессах усилием до 4 МН для более точных работ в тех случаях, когда требуется более высокая жесткость пресса. Эти же станины наиболее используются для прессов, предназначенных для обработки крупногабаритных деталей. При этом употребляется вставной рог или откидной регулируемый по высоте стол. Существуют конструкции прессов с одностоечной станиной, развивающих усилие до 13 МН.

Станины двухстоечные наклоняемые более удобны и универсальны, их применяют на прессах усилием до 1,5 МН. Ненаклоняемые двухстоечные станины применяют на прессах с большим усилием — до 3,5 МН.

Станины закрытых прессов могут быть цельными и разъемными со стяжными болтами. Конструкция их зависит от количества точек подвеса ползуна (однокривошипный, двухкривошипный или четырехкривошипный пресс), от привода коленчатого вала и расположения

привода (верхнее или нижнее). Обычно станины с нижним приводом используют в основном для листоштамповочных прессов с большим номинальным усилием и для быстроходных листоштамповочных автоматов.

Обособленную группу представляют станины горизонтально-ковочных машин. Эти машины сочетают в себе элементы горизонтального закрытого пресса в направлении главного высадочного ползуна и открытого пресса плоскости движения зажимного ползуна.

Цельные станины закрытых прессов в основном делают цельносварными. Применение сварки позволяет получать при меньшей массе большую жесткость конструкций по сравнению с литыми чугунными конструкциями. Производственный цикл изготовления сварных станин меньше цикла изготовления литых станин; в сварные конструкции проще вносить необходимые изменения. Сварные элементы станин выполняют из толстолистого проката марки Ст3 толщиной 10–140 мм. При использовании стальных листов толщиной более 50 мм рационально применять электрошлаковую сварку. Цельносварные конструкции станин широко используют при производстве прессов как небольших, с номинальным усилием $P_n = 400$ кН, так и крупных машин, с $P_n = 16...20$ МН.

Для прессов с большими габаритами станины выполняют составными либо из трех частей — верхней траверсы, стоек (сварно-литой конструкции) и стола (литого), либо из четырех частей — верхней траверсы, правой и левой стоек и стола. Со стойками сварно-литой конструкции изготавливают мощные горячештамповочные прессы с отдельно выполненными стойками — большинство листоштамповочных прессов закрытого типа.

Детали разъемных станин соединяют в целое специальными болтами (шпильками), изготовленными из нормализованной стали марки 45. Сила натяжения должна превышать номинальное усилие пресса с тем, чтобы не допустить раскрытия зазоров между верхней траверсой, стойками и столом. Для центровки соединяемых болтами деталей в стыках прокладывают цилиндрические шпонки вдоль и поперек фронта пресса.

Станины открытых прессов подвергаются внецентренному растяжению (рис. 15), что может привести к перекосу направляющих ползуна по отношению к столу.

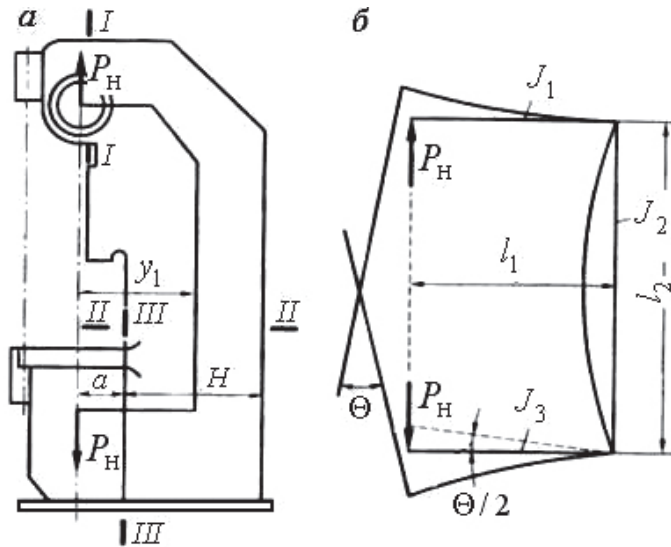


Рис. 15. Двухстоечная станина открытого типа:
 а — схема нагружения станины; б — расчетная схема рамы станины

Станины открытых прессов, как правило, рассчитывают по формулам прямого бруса. Большинство станин открытых прессов имеют значительно изменяющиеся поперечные сечения по высоте из-за наличия направляющих, отверстий и др. При этом действительная линия центров тяжести сечения представляет собой ряд прямых, смещенных относительно друг друга. Ориентировочно за линию центров тяжести сечений принимают ломаную линию.

Напряжение растяжения, МПа, в опасном сечении (II—II на рис. 15, а)

$$\sigma_p = \frac{M h_p}{I} + \frac{P_H}{F},$$

где M — изгибающий момент, МН·м, $M = P_H y_1$. Здесь P_H — номинальное усилие, МН; y_1 — расстояние от линии силы до центра тяжести расчетного сечения. $h_p = y_1 - a$; I — момент инерции сечения, м³; F — площадь данного сечения станины, м².

Напряжение при сжатии составляет

$$\sigma_{сж} = \frac{-M(H - h)}{I} + \frac{P_H}{F}.$$

Для определения деформации открытого пресса часто принимают за расчетную схему раму (рис. 15, б). В таком случае суммарное пе-

ремещение по линии действия номинального усилия определяется по формуле

$$\Delta = \frac{P_n}{E} \left(\frac{l_1^3}{3I_1} + \frac{l_1^3}{3I_3} + \frac{l_1^2 l_2}{I_2} + \frac{l_2}{F_2} \right) + \frac{KP_n}{G} \left(\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_1}{F_2} \right),$$

где P_n — номинальное усилие, МН; E — модуль упругости, МПа; l_1, l_2 — длины участков рамы; I_1, F_1 — момент инерции и площадь поперечного сечения $I-I$, м²; I_2, F_2 — момент инерции и площадь поперечного сечения $II-II$, м²; I_3 — момент инерции; K — коэффициент, значение его зависит от формы сечения (для сплошного прямоугольного $K = 1,2$, для полого прямоугольного сечения $K = 1,7...2,0$); G — модуль сдвига, МПа.

Угол поворота оси инструмента при работе прессы находят из соотношения

$$\theta = \frac{P_n l_1^2}{2EI_1} + \frac{P_n l_1^2}{2EI_3} + \frac{P_n l_1 l_2}{EI_2}.$$

Цельные станины закрытого типа рассчитывают так же, как брус или раму. Предварительный расчет станины любого типа проводят как расчет целого бруса. Расчет станины как бруса производят по правилам сопротивления материалов от номинальной нагрузки, приложенной с одной стороны к матричному блоку, а с другой — к оси колесчатого вала. Для опасных сечений находят угол поворота главных нейтральных осей, а затем и положение нейтральной оси. Определяют напряжения в опасных точках сечения как суммарные от изгиба в двух плоскостях и от растяжения. Для расчета деформации, станины разбивают брус по длине на участки примерно равной жесткости и общую деформацию находят как сумму деформаций отдельных участков.

При расчете станины как рамы выполняют эскиз станины в двух проекциях: вид спереди станин вертикальных прессов и боковой вид. На эскиз наносят нагрузки, действующие на станину. Усилиями, действующими на направляющие, от нагрузок со стороны ползуна пренебрегают. Затем вычерчивают схему рамы.

Линии стержней рамы проводят через центры тяжести сечений боковых стоек и торцевых стенок. Для определения положения этих центров тяжести выбирают наиболее характерные поперечные сечения, вычерчивают эскизы этих сечений, находят положения центров тяже-

сти и моменты инерции сечений относительно вертикальных осей, проходящих через центры тяжести сечений.

После вычерчивания осуществляют расчет моментов, перемещений и напряжений методом сил или методом деформаций. В настоящее время для наиболее часто применяемых типов рам вычислены значения моментов в характерных для них точках [13, 5, 16].

Расчет разъемных станин сводится к расчету стяжных шпилек и проверке напряжений затяжки в стойках. При этом задаются числом стяжных шпилек. Обычно принимают четыре стяжные шпильки. Определяют диаметр стяжной шпильки в проточке в зависимости от номинального усилия пресса P_H , кН,

$$d = 0,21\sqrt{P_H}.$$

Для двухкривошипных и четырехкривошипных прессов и листоштамповочных автоматов $d = 0,24\sqrt{P_H}$, для чеканочных прессов $d = 0,19\sqrt{P_H}$.

Выбирают усилие затяжки

$$P_3 = \varphi_3 P_H.$$

Значения коэффициента φ_3 в зависимости от типа пресса:

Чеканочные кривошипно-коленные	1,07
Вытяжные всех типов	1,20
Листоштамповочные однокривошипные и горячештамповочные.....	1,30
Листоштамповочны двухкривошипные и многопозиционные	1,40

Далее составляют эскиз станины и определяют напряжение затяжки в стойках

$$\sigma_{ст} = \frac{P_3}{2F_{ст. min}}.$$

Для определения угла поворота гайки при затяжке находят деформации болтов и станины.

Для затяжки стяжных шпилек завертывают гайки до отказа, делают риски на каждой гайке и станине, на станине отмечают меткой угол α_3 , на который необходимо повернуть гайку, затем болты нагревают и повертывают гайки на необходимый угол. После остывания болтов станина оказывается стянутой с необходимым усилием затяжки.

Расчет станин прессов представляет сложную задачу. Станины — это пространственные тела. В настоящее время нет точных решений

теории упругости для таких тел. В связи с этим применяют при расчете приближенные методы, в том числе метод сеток, вариационные методы, методы конечных элементов и др.

8.4. Подушки

Вспомогательные силовые цилиндры, которые встраиваются в стол или в ползун прессы и используются для осуществления выталкивания изделий из нижней части штампа, для обеспечения прижима фланца вытягиваемой детали, а также для выполнения других технологических операций, не требующих создания большого усилия, называются подушками.

Подушки существенно расширяют технологические возможности прессы. В настоящее время их устанавливают практически на всех прессах усилием свыше 1–1,6 МН. Подушки необходимы в крупных двух- и четырехкривошипных прессах простого и двойного действия.

В зависимости от используемого рабочего тела в цилиндре различают подушки пневматические, гидропневматические и гидравлические. Наибольшее распространение получили простые пневматические подушки. Такие подушки могут быть плунжерными и поршневыми, с подвижным поршнем и с подвижным цилиндром, одно-, двух- и трехпоршневыми.

Основные параметры подушки — создаваемое усилие и длина хода. Обычно подушки имеют усилие 6–20 % номинального хода прессы, а длина хода составляет около половины хода ползуна. Увеличение усилия подушки обычно ограничено габаритами стола прессы. Это не позволяет значительно увеличить диаметр поршня. В этом случае подушки собирают последовательно из двух-трех секций.

В двух- и четырехкривошипных прессах, у которых длина стола значительно больше ширины, размещают несколько подушек, что дает возможность более равномерно передавать усилие на детали штампа и создавать при индивидуальной регулировке каждой подушки неравномерный зажим фланца, необходимый при вытяжке неосесимметричных деталей.

Расчет пневматических подушек производится следующим образом. По заданному усилию и давлению воздуха (до 0,5 МПа) определяют

площадь поршня с учетом потерь на трение (10–12 %). Диаметр трубопровода выбирают исходя из того, что скорость воздуха, определяемая из условия неразрывности струи, не должна превышать 10–20 м/с.

Гидропневматические подушки используют в однокривошипных прессах простого действия. Наличие таких подушек превращает этот пресс в пресс двойного действия. Гидропневматические подушки применяют также в прессах двойного действия для вытяжки деталей сложной конфигурации. Такие подушки имеют достаточно компактную конструкцию и значительное усилие прижима фланца заготовки при вытяжке.

Усилие прижима гидропневматической подушки

$$P_{г.п.} = p_{в} F_1 \left(\frac{F}{F^*} \right),$$

где $p_{в}$ — давление воздуха в ресивере; F_1 — площадь пневматического поршня клапана диаметром D_1 ; F — площадь плунжера диаметром D ; F^* — площадь клапана диаметром D^* .

Усилие выталкивания

$$P_{г.в.} = p_{в} F.$$

Диаметр трубопровода к ресиверу выбирают в зависимости от скорости перетекания масла, которая должна быть не более 6–10 м/с. Объем масла в ресивере должен быть в 4–5 раз больше маневрового объема масла в цилиндре, а объем воздуха — в 7–8 раз больше. При меньших объемах масла в ресивере оно сильно разогревается и вспенивается.

В приложении приведены примеры расчетов на прочность основных элементов кривошипного пресса.

9. Привод и детали привода

9.1. Зубчатые передачи

Привод кривошипно-шатунного механизма осуществляется от электродвигателя посредством клиноременной передачи и передач зубчатыми цилиндрическими колесами. В основном эти приводы выполняются одно-, двух- и трехступенчатыми с консольными зубчатыми колесами (рис. 16).

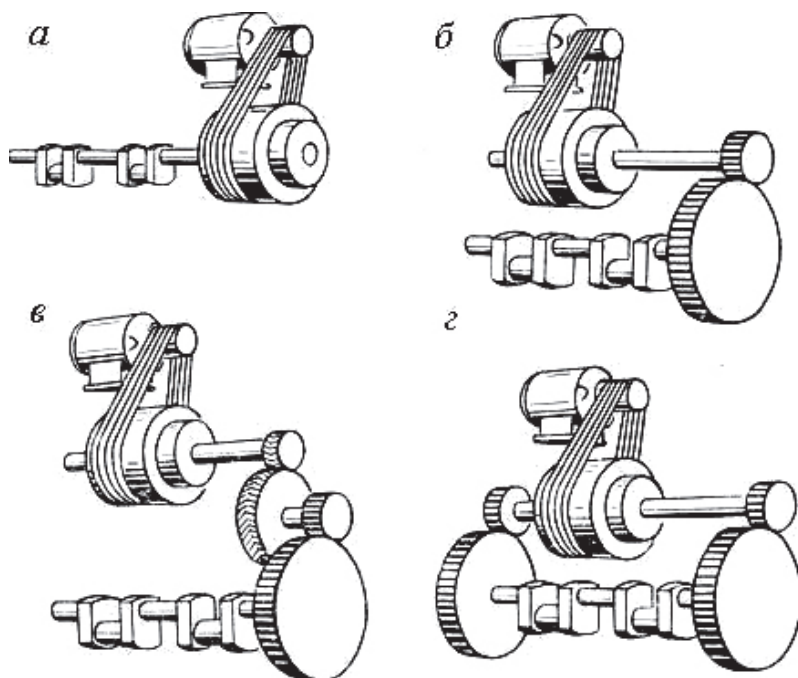


Рис. 16. Приводы главных валов:

а — одноступенчатый; *б* — двухступенчатый односторонний; *в* — трехсторонний;
г — двухступенчатый двухсторонний

Число ступеней зависит от числа ходов в минуту ползуна пресса, которое определяется основными параметрами пресса, и от числа оборотов вала электродвигателя. Рекомендуется применять быстроходные двигатели с частотой вращения вала 1500 об/мин, поскольку они обладают меньшими габаритами. Для быстроходных прессов при числе ходов ползуна 150–200 передаточное число $i = 7,5 \dots 10$, то есть возможно применение одноступенчатой передачи. Однако при большом передаточном числе КПД клиноременной передачи низок и мала ее долговечность.

В двух- и четырехкривошипных прессах применяют междуопорное расположение колес для создания компактной конструкции привода (рис. 17). Применяют и смешанное расположение колес, когда часть пар колес выполнена консольной.

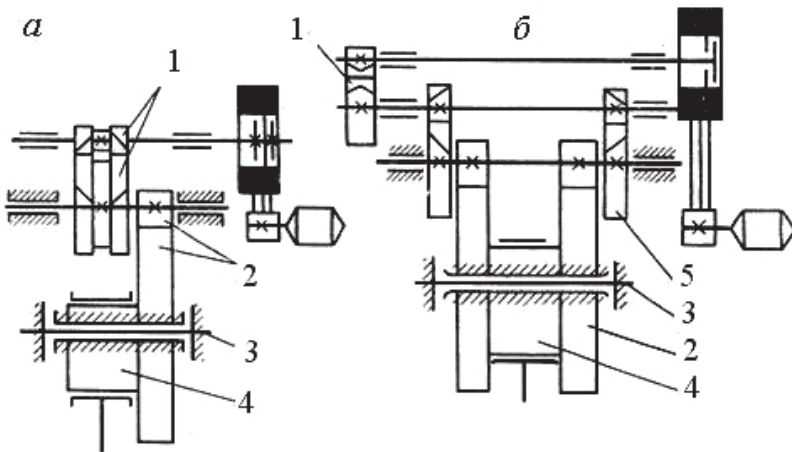


Рис. 17. Междуопорный шестерне-эксцентриковый привод:
 а — трехступенчатый; б — четырехступенчатый: 1 — быстроходная передача;
 2 — тихоходная передача; 3 — ось; 4 — эксцентрик

Привод коленчатого вала может быть односторонним и двухсторонним. Последний применяется для более равномерной загрузки концов коленчатого вала крутящими моментами.

Наряду с открытыми передачами применяют и закрытые передачи, работающие в масляной ванне, что обеспечивает большую долговечность и компактность передачи.

Тихоходные зубчатые передачи при окружных скоростях меньше 4 м/с выполняют в основном прямозубыми. При больших окружных

скоростях для уменьшения шума и габаритов передачи применяют шевронные зубчатые колеса с углом наклона 30° . Быстроходные зубчатые пары обычно выполняют шевронными или косозубыми с углом наклона зубьев 20° .

Зубчатая передача является вторым элементом после главного вала, ограничивающим силу деформирования.

Зубчатые передачи работают с переменной нагрузкой, которая зависит от типа машины. Причины выхода из строя зубчатой передачи: разрушение вследствие усталости (выкрашивание контактной поверхности зубьев), поломка зубьев, износ, заедание передачи.

В открытых передачах происходит интенсивный износ зубьев, особенно в горячих цехах, а также поломка зубьев из-за усталости. В закрытых передачах наблюдаются поломки зубьев и износ при попадании в масло абразивных частиц, а также вследствие неточности монтажа.

При прочностном расчете зубчатых передач определяют усилие на ползуне, допускаемое прочностью тихоходной передачи.

Выбирают наименьшее значение крутящего момента M_k , полученное из расчетов в результате проверок, и определяют усилие на ползуне, допускаемое прочностью тихоходной передачи, для одностороннего привода по формуле

$$P_D = \frac{nM_k}{m_k}, \quad (17)$$

где $n=1$ для одностороннего привода и $n=2$ для двустороннего; M_k — крутящий момент, допускаемый прочностью зубьев зубчатого колеса; m_k — приведенное плечо крутящего момента при номинальном недоходе для кривошипных машин $\alpha_n = 3...42^\circ$.

По опытно-статистическим данным выбирают конструктивные размеры и материалы зубчатого колеса. Прочностные расчеты проводят исходя из допустимой пластической деформации зубьев, усталостной прочности зубьев колес на изгиб и для закрытых передач предела выносливости поверхности зубьев.

Прежде чем приступить к расчету, следует внимательно рассмотреть узел, в который входит проверяемая зубчатая передача; установить, какие валы она связывает, где расположены муфта и тормоз; определить, к какому типу привода относится данная пара (открытому или закрытому). Далее устанавливается вид коррекции зубчатых колес. Это можно выполнить с помощью таблиц работы [12].

В формулу (17) для определения допустимого усилия подставляется наименьшее значение, полученное в результате расчета на допустимую пластическую деформацию зубьев (проверка 1), из расчета усталостной прочности зубьев колеса на изгиб (проверка 2) и расчета исходя из предела выносливости поверхности зубьев (проверка 3).

Для зубьев открытых передач используют проверки 1 и 2, а для закрытых зубчатых передач — проверки 2 и 3.

Проверка 1. Крутящий момент $M_{\text{кпл}}$ определяется исходя из допустимой пластической деформации зубьев

$$M_{\text{кпл}} = \left(\frac{[\sigma_{\text{к}}]_{\text{max}}}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_{\text{к}}^2 m_{\text{н}}^2 b_{\text{к}}}{K_{\text{п}} (i \pm 1)}, \quad (18)$$

где $[\sigma_{\text{к}}]_{\text{max}}$ — допускаемое контактное напряжение с учетом некоторой пластической деформации зубьев, принимается по данным табл. 4 [3] (выбирают наименьшее для колеса и для шестерни); C — коэффициент, учитывающий модуль упругости материала зубчатого колеса и шестерни (сталь по стали $C = 214 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$, сталь по чугуна $C = 167$, текстолит по стали $C = 58$); C_1 — коэффициент, учитывающий угол зацепления и угол наклона зуба (прямозубые колеса некорректированные $C_1 = 1$; прямозубые колеса с угловой коррекцией $C_1 = \frac{0,6}{\sqrt{\tan \alpha_s}}$ (α_s —

угол зацепления); косозубые и шевронные колеса $C_1 = 0,96$); углы наклона зубьев $\beta = 10 \dots 12^\circ$ для косозубых колес; $\beta = 30^\circ$ для шевронных колес; $z_{\text{к}}$ — число зубьев колеса; $m_{\text{н}}$ — нормальный модуль зацепления; $b_{\text{к}}$ — ширина колеса; $K_{\text{п}}$ — коэффициент нагрузки при расчете по допускаемым пластическим деформациям поверхности зубьев,

$$K_{\text{п}} = k_{1\text{п}} k_{2\text{п}} k_4. \text{ Здесь } k_{1\text{п}} — \text{коэффициент перегрузки, } k_{1\text{п}} = \frac{M_{\text{кmax}}}{M_{\text{кном}}};$$

$k_{2\text{п}}$ — коэффициент концентрации нагрузки (при твердости зубчатых колес $\text{HB} < 350$ для открытых передач $k_{2\text{п}} = 1$, для закрытых передач $k_{2\text{п}} = 1,5$; при $\text{HB} \geq 350$ и симметричном расположении колес относительно опор $k_{2\text{п}} = 1,1$, при несимметричном или консольном расположении колес $k_{2\text{п}} = 1,3$); k_4 — коэффициент динамичности нагрузки (для прямозубых колес $k_4 = 1,2 \dots 1,3$ при скоростях менее 3 м/с и $k_4 = 1,4 \dots 1,5$ при скоростях более 3 м/с; для косозубых и шевронных колес $k_4 = 1$ при окружных скоростях менее 3 м/с и при скоростях

более 3 м/с). i — передаточное число ($i + 1$ для наружного зацепления, $i - 1$ — для внутреннего зацепления).

Проверка 2. Допустимый крутящий момент $M_{ки}$, передаваемый колесом, определяется исходя из усталостной прочности зубьев колес на изгиб

$$M_{ки} = \frac{y_k m_n^2 z_k b_k [\sigma_{-1и}] k_\epsilon}{0,34 k_{и} (1 + \varphi^*) \Phi_\sigma [n_{и}] \cos \beta}, \quad (19)$$

где y_k — коэффициент формы зуба колеса, определяемый, например, по табл. 24 [14]; m_n — модуль заземления; z_k — количество зубьев заземления; b_k — ширина зуба, мм; $[\sigma_{-1и}]$ — предел выносливости материала колеса при симметричном цикле изгиба, определяемый по табл. 17 [14]; k_ϵ — коэффициент, учитывающий степень перекрытия зубьев, $k_\epsilon = 1,3$ для прямозубых колес и для косозубых и шевронных колес; $k_{и}$ — коэффициент нагрузки при изгибе, $k_{и} = k_1 k_2 k_{3и} k_4$. Здесь k_1 — коэффициент перегрузки, при расчете на усталость $k_1 = 1$; k_2 — коэффициент концентрации нагрузки; $k_{3и}$ — коэффициент эквивалентной нагрузки при изгибе, $k_{3и} = 1$ для автоматов; k_4 — коэффициент динамичности нагрузки. φ^* — коэффициент, учитывающий нагружение передачи моментом, обратным по знаку рабочему моменту, передаваемому муфтой: $\varphi^* = 0$ для тихоходных передач с муфтой включения и тормозом, расположенным на коленчатом валу, $\varphi^* = 0,5$ для тихоходных передач прессов с муфтой и тормозом на приемном валу и промежуточных зубчатых передач (муфта включения и тормоз на приводном валу), $\varphi^* = 0,25$ для быстроходной зубчатой передачи; Φ_σ — коэффициент, значения которого выбирают по табл. 25 [3]; $[n_{и}]$ — коэффициент запаса прочности относительно предела выносливости при изгибе при нереверсивной нагрузке для модулей до 14 мм включительно: $[n_{и}] = 2,1$ для стального литья, $[n_{и}] = 1,8$ для стальных поковок, для модулей, превышающих 14 мм, $[n_{и}] = 2,2$ для стального литья и $[n_{и}] = 2,0$ для стальных поковок; $[n_{и}]$ для чугуна в зависимости от модуля принимается следующим —

Модуль, мм6.....	8.....	10.....	12.....	14.....	18.....	20
$[n_{и}]$5.....	4.....	3,3.....	2,8.....	2,6.....	2,3.....	2,2;

для текстолита $[n_{и}] = 1,5$ при реверсивной нагрузке (для паразитных шестерен) вместо $[n_{и}]$ принимается

$$[n_{\text{и}}]_{\text{р}} = 1,5[n_{\text{и}}].$$

Допустимый крутящий момент, передаваемый колесом, исходя из усталостной прочности зубьев шестерни на изгиб определяют по формуле (19), но значения y , b , $[\sigma_{-1\text{и}}]$, Φ_{σ} и $[n_{\text{и}}]$ подставляют для шестерни ($y_{\text{ш}}$, $b_{\text{ш}}$ и т.д.).

Зубчатые передачи, коленчатые и приводные валы кривошипных кузнечно-штамповочных машин рассчитываются на выносливость, поскольку нагружение этих деталей носит переменный характер во времени. В универсальных прессах номинальное усилие действует на детали пресса лишь часть времени работы пресса. Для учета изменения нагрузки на ту ли иную деталь в расчет вводят так называемый коэффициент эквивалентной нагрузки $k_{3\text{и}}$. Для расчета этого коэффициента принимают, что 10 % времени пресс работает с номинальным усилием $P_{\text{н}}$, 30 % времени — с усилием $P = 0,7P_{\text{н}}$ и 60 % времени — с усилием $P = 0,5P_{\text{н}}$.

Для универсальных прессов коэффициент эквивалентной нагрузки $k_{3\text{и}}$ при изгибе определяют в зависимости от числа нагружений по формуле

$$k_{3\text{и}} = \sqrt[9]{n_3/10^7}. \quad (20)$$

Число эквивалентных циклов нагружения

$$n_3 = 60 N_0 n_i T_0,$$

где N_0 — эквивалентное число нагружений номинальным усилием при изгибе

$$N_0 = \sum_i \frac{N_i}{N} \left(\frac{P_i}{P_{\text{н}}} \right)^9.$$

Здесь N_i — число нагружений силой P_i ; N — базовое число циклов, $N = 10^7$. n_i — число нагружений детали в минуту; T_0 — ресурс работы детали, ч.

Число нагружений колеса в минуту зависит от $k_{3\text{и}}$:

n_i 1 5 10 20 30
$k_{3\text{и}}$ 0,6 0,75 0,81 0,88 0,92

Проверка 3. Допустимый крутящий момент $M_{\text{кк}}$, передаваемый колесом, определяется исходя из предела выносливости поверхности зубьев (для закрытых зубчатых передач) по выражению

$$M_{\text{кк}} = \left(\frac{[\sigma_{\text{к}}]_{\text{мак}}}{CC_1 \cos \beta} \right)^2 \frac{z_{\text{к}}^2 m_{\text{н}}^2 b_{\text{к}}}{K_{\text{к}} (i \pm 1)}, \quad (88)$$

где $[\sigma_{\text{к}}]_{\text{мак}}$ — допускаемое нормальное контактное напряжение, выбираемое исходя из усталостной прочности поверхности зубьев; $K_{\text{к}}$ — коэффициент нагрузки при расчете на усталостную прочность поверхностей зубьев, $K = k_1 k_2 k_{3\text{к}} k_4$. Здесь $k_{3\text{к}}$ — коэффициент эквивалентной нагрузки, учитывающий переменность режима работы и расчетный срок службы колес; его определяют так же, как коэффициент $k_{3\text{и}}$, с тем отличием, что при подсчете числа нагружений отношение моментов (сил) в соотношении (21) берут не в девятой, а в третьей степени, а значение коэффициента $k_{3\text{и}}$ получают путем извлечения кубического корня из числа нагружений n_i [см. формулу (20)]:

n_i	40	60	80	100	120	140	160	180
$k_{3\text{к}}$	0,6	0,65	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0

9.2. Выбор усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса

По результатам проведенных расчетов строят график усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса.

По оси абсцисс графика наносят углы поворота кривошипа через каждые 10° . По формулам, приведенным выше, строят график усилий $P_{\text{Дкв}}$ на ползуне, допускаемых прочностью коленчатого вала. По формулам, полученным при расчете усилий $P_{\text{Дз}}$ на ползуне, допускаемых прочностью зубчатой передачи, также строят график усилий, как это показано на рис. 18. Затем через значение усилия, соответствующего номинальному усилию пресса $P_{\text{н}}$, проводят горизонталь до пересечения с кривой. Заштрихованный контур и будет графиком усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса.

Горизонтальный участок этого графика определяет необходимую прочность шатуна, ползуна и станины. График усилий по ползуну, допускаемых прочностью деталей пресса, обязательно помещается в паспорт пресса. Этот график должен перекрывать график наиболее тяжелой технологической операции, производимой на прессе. Верти-

каль, проведенная через точку A , (рис. 18) отсекает от оси абсцисс так называемый номинальный угол поворота кривошипа α_n . Рекомендации по выбору этого угла для различных прессов приведены в табл. 6.

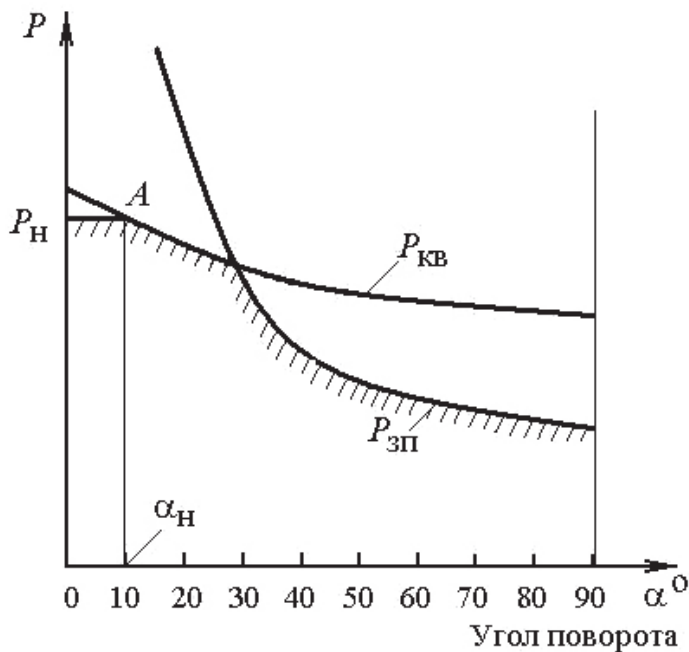


Рис. 18. График усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей пресса

Таблица 6

Рекомендуемые номинальные углы кривошипных прессов, град

Тип пресса	Ход нормальный		Ход увеличенный	
	Тип привода			
	односто- ронний	двусто- ронний	односто- ронний	двусто- ронний
Простого действия: кривошипные одностоечные однокривошипные двухкривошипные четырекривошипные обрезные	30 — без зубчатого привода 45 — с зубчатым приводом			
	20	30	10	20
	20	30	10	20
	—	20	—	15
	25	—	—	—

Окончание табл. 6

Тип пресса	Ход нормальный		Ход увеличенный	
	Тип привода			
	односто- ронний	двусто- ронний	односто- ронний	двусто- ронний
Двойного действия: однокривошипные двухкривошипные однокривошипные с кулачко- вым приводом наружного пол- зуна				
	10	20	—	—
	—	20	—	—
	—	—	10	—
Простого действия с шестерне- эксцентриковым приводом: усилием до 6 МН усилием 6 МН и выше				
	15	30	—	20
	—	25	—	15
Кривошипные горячештампо- вочные: усилием до 39 МН усилием 39 МН и выше				
	3	—	—	—
	5	—	—	—
Чеканочные кривошипно-ко- ленные	—	60	—	50

Для универсальных прессов расчетным моментом (при расчете деталей на прочность) является номинальный крутящий момент M_n , получаемый как произведение номинального усилия на относительный крутящий момент m_k при номинальном недоходе. При этом допускаемый крутящий момент M_k , полученный при расчете зубчатых колес, всегда должен быть больше номинального или равен ему $M_k \geq M_n$, так же как и момент, передаваемый муфтой, $M_m \geq M_n$.

Для специальных прессов и машин, которые работают в автоматическом цикле, за расчетный момент (при прочностном и энергетическом расчетах) принимают максимальный момент, полученный на графике крутящих моментов для наиболее тяжелой для данного пресса технологической операции с учетом трения и деформации машины. При этом должно быть выполнено условие $M_k \geq M_{\max}$, $M_m \geq M_{\max}$.

При многоступенчатом зубчатом приводе допустимый крутящий момент M_k , рассчитанный по формулам (18), (19), (21) для пары рас-

смаатриваемой ступени, приводится к коленчатому валу и подставляется в выражение (17)

$$M_k = M_{\text{пр}} i \eta,$$

где i — передаточное отношение между рассматриваемым и коленчатым валами; η — КПД передач между рассматриваемым и коленчатым валами.

9.3. Муфты включения и тормоза

Для соединения исполнительного механизма с приводом и передачи момента от него на коленчатый вал или, наоборот, для остановки кривошипно-шатунного механизма в заданном положении при работающем двигателе необходимы некоторые системы. Такую систему в системе привода всех прессов образуют ее основные элементы: муфта, тормоз и управление. Система, обеспечивающая включение и выключение взаимно заблокированных муфты и тормоза при помощи соответствующих органов управления, называется системой включения пресса. От работоспособности этой системы во многом зависит надежность и безопасность эксплуатации пресса в целом.

Система включения пресса работает в тяжелых условиях, связанных с большим числом включений в единицу времени (число включений при одиночных ходах составляет $p n_{\text{пр}}$, где $p = 0,1 \dots 0,9$), ограниченным временем включения и выключения, задаваемым сравнительно небольшим временем цикла. Время включения и выключения обычно не должно превышать нескольких десятых долей секунды, а в быстроходных прессах оно составляет менее 0,1 с.

Конструкция систем включения должна удовлетворять ряду требований:

- четкости и быстроте выполнения заданной последовательности включения и выключения муфты и тормоза в пределах времени одного цикла;
- абсолютной безотказности в работе, ибо ложные срабатывания того или иного элемента могут привести к тяжелым травмам обслуживающего персонала;

- возможности обеспечить работу прессы во всех режимах (одиночных, последовательных, толчковых и других ходов) и несложной переналадки при переходе с одного режима на другой;
- высокой долговечности деталей и высокой износостойкости.

9.3.1. Муфты

Наиболее тяжелые условия работы падают на долю главного элемента системы муфты. В прессах применяют обычные для машиностроения конструкции сцепных муфт. Специфичность таких муфт определяется главным образом довольно большим передаваемым моментом (обычно в несколько сотен килоньютон-метров на метр, а в мощных прессах около тысячи килоньютон-метров на метр) и большим числом включений. При этом разгон и остановка больших масс производятся в короткие промежутки времени, исчисляемые долями секунды. Эти обстоятельства обуславливают большие габариты деталей муфт и необходимость принятия специальных мер по обеспечению долговечности и износостойкости деталей муфт. Классификация типов муфт включения, применяемых в прессах, приведена на рис. 19.



Рис. 19. Классификация муфт кривошипных прессов

В жестких муфтах сцепление ведомой и ведущей частей, а следовательно, и передача момента осуществляются каким-либо жестким элементом — пальцевым, кулачком, поворотной шпонкой. Включе-

ние муфты происходит практически мгновенно. Классификация муфт зависит от типа жесткого элемента, передающего момент.

Во фрикционных муфтах сцепление обеспечивается фрикционной связью. Фрикционные муфты классифицируются в зависимости от конструкции рабочих поверхностей, передающих момент трения, дисковых, конусных и цилиндрических элементов.

В муфтах скольжения в качестве передающего элемента служат жидкости (гидродинамические) или силы магнитного взаимодействия (электромагнитные муфты скольжения). Муфты скольжения работают только при разности угловых скоростей ведомой и ведущей частей.

В современных прессах из жестких муфт, указанных в классификации, используют в основном муфты с поворотной шпонкой (рис. 20), которые нашли достаточно широкое применение для прессов малых усилий (до 160 кН) с достаточно большим числом ходов. При числе ходов пресса более 60–80 в минуту малогабаритные жесткие муфты работают ненадежно. Пальцевые муфты, для которых характерно наличие скользящего пальца для соединения ведущей и ведомой частей, применяют редко и только в мелких прессах-автоматах, где они имеют малое число включений, — лишь при наладке и остановке. Кулачковые муфты, оказавшиеся ненадежными, в современных прессах почти не применяют.

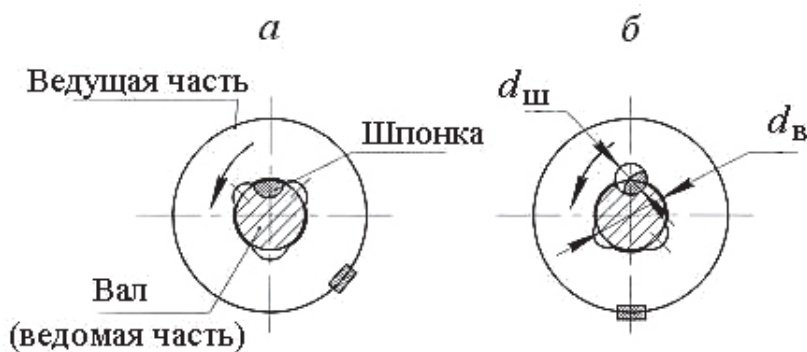


Рис. 20. Схема муфты с поворотной шпонкой:

а — муфта выключена; б — муфта включена

Основным связующим элементом является рабочая поворотная шпонка, уложенная в цилиндрическое гнездо вала. В средней части шпонки обточены лыски, притом так, что шпонка, уложенная в паз

вала, составляет как бы часть вала, полностью заполняя гнездо. Задний и передний цилиндрические концы поворотных шпонок находятся в соответствующих отверстиях. Для облегчения вращения шпонки в гнезде предусматривается ходовая посадка поворотных шпонок. Ведущей частью привода является маховик или зубчатое колесо в маховике, запрессованное и заклиненное пневматической шпонкой, так называемая втулка включения, имеющая три или четыре цилиндрических паза диаметром, равным диаметру поворотной шпонки. Длина втулки включения на 2–4 мм меньше длины.

На передний конец поворотной шпонки воздействует пружина, которая стремится повернуть шпонку в рабочее положение и вставить в один из пазов втулки включения. Однако этому препятствует хвостовик соседней шпонки, который упирается в подпружиненный упор на станине. При отводе упора и вращении маховика с втулкой поворотная шпонка поворачивается на определенный угол (обычно 40–50°), входит в паз втулки включения, в результате муфта включается. Муфта выключается после того, как вал совершит один или несколько полных оборотов. При этом хвостовик наталкивается на упор, усилие пружины с передней стороны преодолевается за счет кинетической энергии вала, шпонка поворачивается в нерабочее положение, а коленчатый вал фиксируется тормозом.

Маховик рекомендуется устанавливать на подшипниках качения (в том числе игольчатых).

Расчет муфты производят из усилия смятия поверхности лыски, передающей момент на коленчатый вал. Для проверки величины крутящего момента, передаваемого поворотной шпонкой, пользуются следующим полуэмпирическим соотношением

$$M_m = 200d_{ш}^3,$$

где M_m — момент, передаваемый муфтой, Н·м; $d_{ш}$ — диаметр шпонки, см.

В практике эксплуатации прессов найдены такие размеры шпонок, которые обеспечивают условия надежной работы. Диаметр шпонки $d_{ш}$ принимают равным примерно 0,4 диаметра вала. Длина рабочей части шпонки $l = 3d_{ш}$. Шпонки изготавливают из сталей марки 40ХН или 50ХН с HRC 50–55. Иногда применяют инструментальные стали марки У7 или У8. Втулку включения изготавливают из стали марки 45 с HRC 40–45.

Недостатком всех жестких шпонок является кратковременность периода включения, вследствие чего динамические моменты могут превысить расчетные значения. Проверку на динамический момент следует производить лишь при окружных скоростях центра поворотной шпонки, превышающих значения 0,8 м/с.

Более совершенны фрикционные муфты. Фрикционные муфты обладают плавным процессом включения, возможностью включения и выключения при любом положении коленчатого вала, что обеспечивает работу в режиме толчковых ходов. Пределы величины передаваемого момента для фрикционных муфт практически неограничены. Необходимо отметить, что габариты, масса этих муфт значительно больше, чем у жестких муфт, конструкция их сложнее, а стоимость выше.

Муфты с цилиндрической рабочей поверхностью большого пространства не получили. Недостаток конструкции конусных муфт заключается в ограничении передаваемого момента, поэтому их применяют лишь в прессах небольшого усилия при малом числе ходов.

Наиболее распространены и универсальны многодисковые фрикционные муфты, которые применяются в прессах почти всех типов. Фрикционные дисковые муфты удобны тем, что они не ограничивают число оборотов, можно довольно широко изменять передаваемый момент M_k .

Дисковые муфты бывают одно-, двух- и многодисковыми. В настоящее время наибольшее распространение получили однодисковые малогабаритные муфты с фрикционными вставками (рис. 21). Конструкция муфты определяется принятым механизмом управления и методом передачи энергии для создания силы замыкания фрикционных поверхностей.

Для удобства ремонта муфты устанавливаются консольно. При этом вместе с тормозом они блокируются либо непосредственно, либо посредством системы управления. Большие передаваемые моменты и необходимость быстрого действия обуславливают применение пневматических или гидравлических силовых цилиндров для управления работой муфты или тормоза. Механические и электромагнитные устройства для этой цели применяют редко, так как они при приемлемых габаритах не могут обеспечить возникновения большого усилия, равномерно передаваемого на площадь нажимного диска. Наибольшее применение нашли муфты с пневматическим управлением.

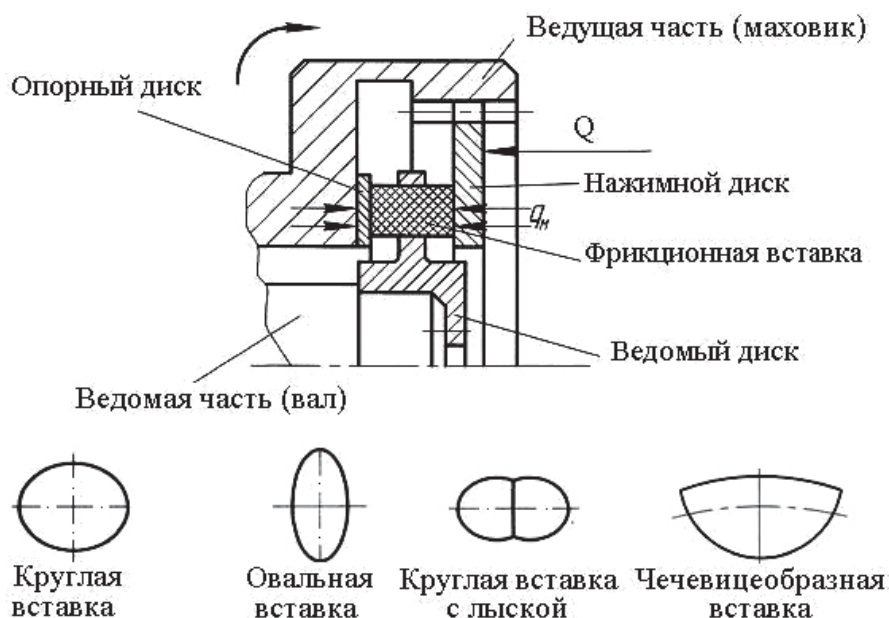


Рис. 21. Схема однодисковой муфты с фрикционными вставками

Муфта встроена в маховик, на котором закреплены опорный диск и ступица с диафрагмой. На крышке диафрагмы устанавливают подводящую головку, через которую подается сжатый воздух в полость. Крышку крепят к маховику шпильками. Маховик установлен на валу консольно, и вращение вала передается ведомым диском, сидящим на его шлицах. В ведомом диске установлены фрикционные вставки из гетинакса. Вставки могут быть, как показано на рис. 21, разной конфигурации. При впуске воздуха диафрагма смещает нажимной диск, направляемый и фиксируемый по внутренним шлицам цилиндра, с силой Q . Вставки, посаженные в гнезда диска на ходовой посадке, зажимаются между опорным и нажимным дисками, благодаря чему возникает момент трения, передаваемый на вал. При выпуске воздуха пружина (на схеме не показана) отодвигает нажимной диск, нарушая контакт со вставками.

Работоспособность муфты во многом зависит от качества и конструкции фрикционных вставок (см. рис. 21). Основное достоинство вставок — высокая износостойкость, сохранение фрикционных

свойств при высокой температуре, легкая смена и монтаж. Вставки обычно монтируют в овальные или сегментные окна, сделанные в диске. Форма вставок соответствует форме окон, зазоры между окном и вставкой выдерживаются по ходовой посадке.

Наиболее широкое применение нашли вставки из гетинакса ФК-16Л, ФК-24А (твердые), а также вставки из более эластичных материалов 143-63, 143-66, козид (полумягкие); 63-7-67, 8-45-62 (мягкие). Гетинакс изнашивается не только на рабочей торцевой поверхности, но и на боковой, поэтому высота вставок и высота ведомого диска должны быть такими, чтобы их износ находился в допустимых пределах.

Несмотря на довольно большие удельные усилия, 1,5–1,8 МПа, и высокий коэффициент трения, в некоторых случаях не удастся создать при использовании одного ведомого диска требуемый момент (например, на горячештамповочных прессах, где момент достигает $100 \text{ МН} \cdot \text{м}$). В этом случае используются двух- и трехдисковые муфты. Эти муфты от рассмотренной отличаются большим количеством ведущих и ведомых дисков. Схема многодисковой пневматической муфты представлена на рис. 22.

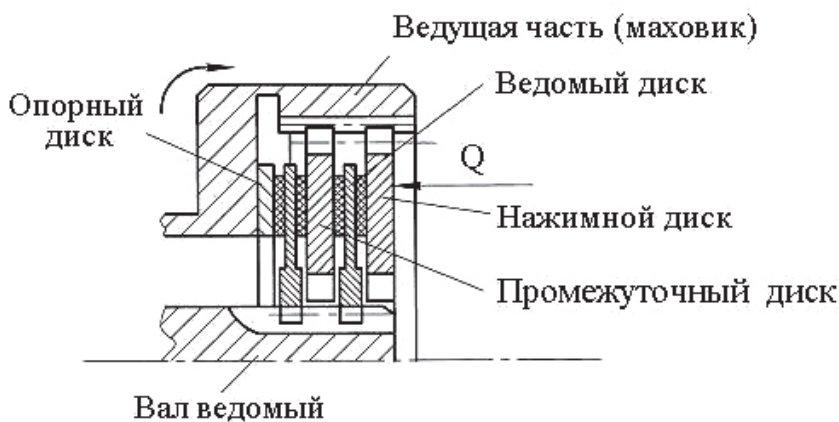


Рис. 22. Схема многодисковой муфты

Работа муфты аналогична работе однодисковой муфты. В качестве фрикционного элемента в таких муфтах применяется листовое феродо. Фрикционные элементы из феродо или других аналогичных материалов приклеиваются или приклепываются к дискам (лучше то и другое).

Муфты с гидравлическим управлением не имеют принципиальных отличий от муфт пневматических. Переход на гидроуправление позволяет уменьшить габариты, потери энергии в системе управления, обеспечить малое время включения и выключения и независимость работы пресса от наличия и работоспособности вспомогательных заводских установок (компрессорных установок, воздухохранилищ и т. п.). Однако стоимость гидравлического управления более высокая, а эксплуатация и регулирование гидравлической аппаратуры требуют более высокой квалификации. Муфты с гидроуправлением применяются в основном на мощных листоштамповочных прессах.

В муфтах и тормозах прессов происходит, как правило, сухое трение. Процесс сухого трения сопровождается как молекулярным взаимодействием граничных контактирующих элементов, так и их механическим разрушением. В связи с этим коэффициент трения зависит от многих параметров: прочностных и пластических свойств материала, состояния и качества поверхности, скорости проскальзывания, удельного давления и т. д.

Поскольку значения уточненного расчетного момента, вычисленные по разным формулам для реальных размеров площади упругопластического контакта, отличаются очень мало, при расчетах фрикционных муфт принимается допущение о постоянстве коэффициента трения в диапазоне давлений и скоростей, специфичных для фрикционных муфт.

У фрикционных муфт рассчитывается передаваемый крутящий момент, удельные усилия на трущихся поверхностях и величина износа при заданной частоте включений. Согласно нормам машиностроения на однодисковые консольные и межопорные муфты значение передаваемого момента может быть 400, 800, 1600, 3150, 6300, 12 500, 18 000, 25 000, 35 500, 50 000, 71 000, 100 000 или 140 000 кН·м.

Исходным для расчета является максимальный момент M_k , действующий на коленчатом валу и приведенный к валу муфты.

Расчетный момент муфты M_m определяют из выражения

$$M_m = \frac{\beta M_k}{i_m \cdot \eta_{m.k}},$$

где β — коэффициент запаса, который учитывает инерционность ведомой части, динамичность нагрузки и колебания коэффициента трения, $\beta = 1 \dots 1,3$; i_m и $\eta_{m.k}$ — соответственно передаточное число и КПД передач от вала муфты к коленчатому валу.

Момент, передаваемый муфтой, должен соответствовать указанным выше значениям. Для однодисковой муфты со вставками (из ретинакса) момент находится из соотношения

$$M_{\text{м}} = 2fq_{\text{м}}R_{\text{ср}}nF_{\text{вс}},$$

где f — коэффициент трения, принимаемый равным 0,35; $q_{\text{м}}$ — удельное усилие, составляющее 1,5–2,2 МПа; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус вставки; n — число вставок; $F_{\text{вс}}$ — площадь рабочей поверхности одной вставки.

Для муфт с обкладками из феродо

$$M_{\text{м}} = \frac{2}{3}\pi q_{\text{м}}f_{\text{м}}m(R_1^3 - R_2^3),$$

где $q_{\text{м}} = 0,4...0,6$ МПа при числе оборотов вращения вала до 180 об/мин, а при большей частоте вращения $q_{\text{м}} = 0,3$ МПа; $f_{\text{м}} = 0,35$; m — число поверхностей трения; R_1 и R_2 — наружный и внутренний радиусы рабочих поверхностей дисков трения.

При расчете фрикционных муфт приходится задаваться многими конструктивными параметрами, рекомендации по выбору которых даны в работе [11].

При включении муфты часть затраченной энергии превращается в тепловую энергию, что приводит к нагреву деталей, в частности, фрикционных вставок или накладок. Нагрев до высокой температуры изменяет физическую структуру материала, при этом ухудшаются фрикционные свойства, снижается коэффициент трения поверхностей, а следовательно, повышается износ муфты и ускоряется ее преждевременный выход из строя. При большом числе включений необходимо проверять устойчивость теплового баланса муфты и температуру ее нагрева.

В качестве косвенного теплового расчета муфт применяют расчет на работоспособность (по показателю износа). Для оценки интенсивности износа муфты необходимо определить, какая работа затрачивается на трение и износ при включении муфты. Обычно при передаче расчетного момента и выключении износ минимален и им можно пренебречь, работу трения можно определить из баланса затрат работы при включении муфты. Зная работу трения, можно определить показатель износа $K_{\text{изн}}$

$$K_{\text{изн}} = a_{\text{м}} \frac{I_{\text{в.м}} \omega_1^2}{2F} p_{\text{и}} n_{\text{пр}}, \quad (22)$$

где $a_{\text{м}} = 1,05...1,15$; $I_{\text{в.м}}$ — момент инерции ведомой части, приведенный к валу муфты; ω_1 — угловая скорость ведущих дисков; F — пло-

щадь фрикционных поверхностей; $p_{\text{и}}$ — коэффициент использования числа ходов; $n_{\text{пр}}$ — число ходов.

Рассчитанное по формуле (22) значение показателя износа не должно превышать для однодисковых муфт и тормозов со вставками из гетинакса соответственно 0,7–0,8 и 0,6–0,7 МДж/(м²·мин), для многодисковых муфт и тормозов с накладками из феродо соответственно 0,4–0,5 и 0,3–0,4 МДж/(м²·мин), а для ленточных тормозов 1–1,2 МДж/(м²·мин).

После проверки показателя износа муфты уточняют удельные усилия на фрикционные элементы и диаметр пневматического поршня исходя из того, что давление в пневмосети составляет 0,3–0,4 МПа.

9.3.2. Тормоза

Тормоз пресса должен поглощать энергию на ведомой части муфты и четко фиксировать исполнительный механизм «ползун» со связанными с ним деталями в крайнем верхнем положении. При недостаточном моменте на тормозе неожиданное опускание ползуна из верхнего положения может привести к несчастному случаю. Аналогичные последствия вызывает «сдвигание» ходов, которое происходит при недостаточной затяжке тормоза. Основное требование к конструкции тормоза — высокая надежность.

В большинстве конструкций тормозов кинетическая энергия ведущих частей поглощается при установлении фрикционной связи между движущейся ведомой частью и неподвижным корпусом, жестко скрепленным со станиной.

Тормозные устройства могут быть заблокированы с пневматическими фрикционными муфтами механически или за счет пневматической связи. В этом случае возникает конструкция «муфта-тормоз».

Тормоза, монтируемые отдельно с муфтой, по конструкции могут быть ленточными, дисковыми и торцовыми.

В ленточном тормозе в качестве фрикционной пары применяют барабан с фрикционной лентой, в дисковом используют диски, аналогичные дискам фрикционной муфты.

Ленточные тормоза применяют с механическим и пневматическим растормаживанием. В обеих конструкциях тормозной момент создается с помощью пружины, которая выступает независимым источником энергии. Это гарантирует безопасность работы, так как торможение происходит всегда независимо от перерывов в энергоснабжении или

работоспособности других узлов пресса. Заданный тормозной момент обеспечивается путем регулирования натяжения пружины.

Растормаживание может осуществляться механически или с помощью пневматики. При механическом растормаживании система растормаживания состоит из кулачка, ролика и передающего рычага. Полный оборот вала происходит при обкатывании ролика по кулачку. Торможение осуществляется на угле поворота коленчатого вала в $10\text{--}20^\circ$ (не доходя до верхнего положения колена). В этом случае ролик попадает во впадину кулачка, которая имеет определенную протяженность. Рычаг отходит от тяги, усилие пружины ослабевает, и тормозная лента затягивается.

Конструкцию ленточного тормоза, управляемого кулачком, применяют в паре с жесткими или фрикционными муфтами, управляемыми механически. Более мощные тормоза имеют пневмоуправление.

В тормозах с пневматическим растормаживанием при впуске воздуха в цилиндр натяжение пружины ослабляется и тормоз растормаживается. Выпуск воздуха приводит к натяжению стальной ленты с фрикционными обкладками и затормаживанию. На рис. 23 показана конструкция ленточного тормоза с пневматическим растормаживанием.

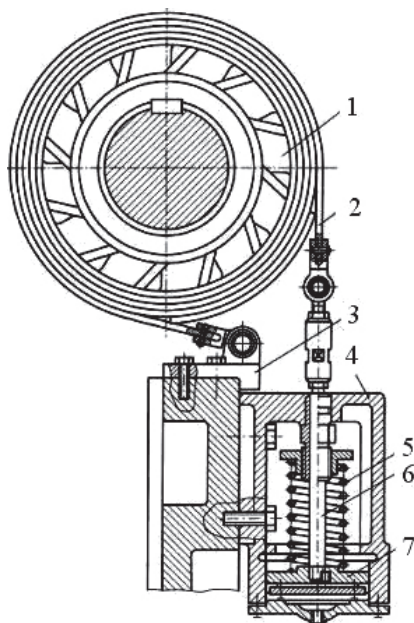


Рис. 23. Ленточный тормоз с пневматическим растормаживанием:

1 — тормозной барабан; 2 — тормозная лента; 3 — кронштейн; 4 — пневматический цилиндр; 5 — тормозная пружина; 6 — шток; 7 — поршень

10. Описание отдельных типов кривошипных прессов

10.1. Ножницы

В кузнечно-штамповочных цехах исходный металл поступает в виде прутков в соответствии с торговой маркой, в листах или в рулонах. Чтобы получить заготовки для дальнейшей обработки, такой металл необходимо разрезать. Для этого в заготовительных отделениях цехов устанавливаются ножницы: закрытые для резки сортового проката и листовые для резки листа.

Кривошипные закрытые ножницы предназначены для резки сортового проката — прутков различного поперечного сечения. Исполнительный механизм представляет собой эксцентриковый вал, к которому присоединен короткий шатун с плоским ползуном. Ползун располагается между плитами станины в удлиненных направляющих. К ползуну прикреплен нож, имеющий соответствующий профиль. Ножницы имеют сварную станину, состоящую из передней и задней плит, соединенных боковыми планками.

Привод ножниц производится от индивидуального электродвигателя через клиноременную и зубчатую одно- или двух ступенчатую передачи. Муфта и тормоз фрикционные дисковые с электропневматическим управлением.

Основные параметры и размеры кривошипных закрытых ножниц для резки заготовок с номинальным усилием $P_n = 1 \dots 16$ МН регламентированы ГОСТ 8248.

Для обеспечения качественного среза в структуре ножниц предусмотрены механизмы, фиксирующие прутки и отрезаемую заготовку в строго вертикальном положении. Сортные ножницы с $P_n > 2,5$ МН оборудованы приводными рольгангами для подачи прутков в зону реза.

Листовые ножницы предназначены для резки листа на заготовки. В основном это гильотинные ножницы с наклонными ножами. Они представляют двухкривошипные прессы с открытой сварной станиной. Станина имеет нижний вылет для размещения листа. Исполнительный механизм имеет кривошипно-ползунное или кривошипно-рычажное исполнение.

Привод — от индивидуального электродвигателя через клиноременную и зубчатую одно- или двух ступенчатую передачи. У малых ножниц муфта включения жесткая шпоночная и ленточный тормоз, у больших — фрикционная дисковая муфта в блоке с тормозом.

Основные параметры и размеры листовых ножниц с наклонными ножами регламентированы ГОСТ 6282. В качестве главного параметра принимается толщина разрезаемого листа 1,6–40 мм при ширине 1000–4000 мм.

Для предупреждения опрокидывания листа при резке ножницы оборудованы прижимом с механическим приводом от главного вала или гидроприводом.

10.2. Горячештамповочные кривошипные прессы

Кривошипные горячештамповочные прессы (КГШП) предназначены для выполнения операций горячей объемной штамповки (в открытых и закрытых штампах) и характеризуются большими значениями силовых и энергетических показателей. Основные параметры и размеры прессов этого типа с номинальным усилием 6,3–63 МН при ходе ползуна 200–500 мм и числе ходов 40–90 в минуту регламентированы ГОСТ 6809. В практике производства используются и более мощные кривошипные горячештамповочные прессы с усилием до 160 МН. Эти прессы обладают большой быстроходностью, высокой жесткостью конструкции и сравнительно небольшими размерами штампового пространства.

Быстроходность горячештамповочных прессов — большое число ходов и большая скорость ползуна — обусловлена необходимостью уменьшения продолжительности контакта штампов с горячей заготовкой.

Высокая жесткость конструкции отвечает требованиями к точности поковок при сравнительно большем диапазоне изменения техно-

логических параметров поковки и, следовательно, сопротивления деформации.

Повышение жесткости конструкции способствует уменьшению энергетических затрат и обеспечивает надежность работы пресса при перегрузках, часто возникающих при работе с горячим металлом. Жесткость данных прессов составляет 2,5–15 МН/мм, что в 2–4 раза превышает жесткость других прессов.

Использование сравнительно небольших размеров поковок и штампов определяет и небольшие габаритные размеры рабочих плоскостей стола и ползуна.

Кривошипные горячештамповочные прессы представляют собой двухстоечные однокривошипные закрытые прессы с открытым и закрытым приводом. Конструктивное оформление станины обычно двух типов: для прессов с усилием $P_n < 2,5$ МН неразъемная цельносварная конструкция из плит; для прессов с усилием $P_n \geq 25$ МН сварно-литая рамная конструкция, состоящая из литых основания и верхней траверсы, жестко соединенных сварными швами со стальными стойками из толстых плит. Замыкание рамы обеспечивают стяжные болты. В станине предусматривают верхние и нижние направляющие для ползуна, что существенно увеличивает общую длину направляющих и способствует уменьшению перекосов и реакций, действующих на направляющие при эксцентричной нагрузке.

Главные исполнительные механизмы пресса могут быть кривошипно-ползунными либо кривошипно-кулисными. Главный вал обычно эксцентрикового типа.

Шатун пресса выполняют из стального литья коротким и жестким. Обычно $\lambda = 0,17 \dots 0,20$. Отличительной особенностью ползуна является наличие хоботообразного прилива с дополнительными направляющими салазками, что существенно увеличивает длину направляющей базы. Обычно соотношение общей длины ползуна к ширине его рабочей плоскости составляет 3:1.

Привод кривошипного горячештамповочного пресса в большинстве случаев двухступенчатый, от индивидуального электродвигателя через клиноременную передачу на маховик, установленный на промежуточном валу, с которым главный эксцентриковый вал связан зубчатой передачей. Муфта включения — дисковая фрикционная с электропневматическим управлением — сблокирована с тихоходным зубчатым колесом и установлена на ведущем эксцентриковом валу. В прессах

небольших усилий используется ленточный тормоз, в прессах средних и больших усилий — дисковый. Сила тяжести подвижных частей кривошипно-ползунного механизма сбалансирована пневматическими уравновешивателями.

Для кривошипных горячештамповочных прессов характерно наличие верхних и нижних выталкивателей. В прессах усилием P_n до 16 МН применяют выталкиватели с различным механическим приводом от главного кривошипного механизма.

В ползуне пресса имеется верхний выталкиватель, приводимый в действие от шатуна при обратном ходе ползуна. Ход выталкивателя принимается равным 10–25 % хода ползуна, а расчетное усилие — 50–100 кН.

В станине пресса размещен нижний выталкиватель. Его привод осуществляется от кулачка, установленного на консоли эксцентрикового вала. Для нижнего выталкивателя расчетное усилие должно составлять 0,5–1,0 % от номинального усилия пресса, ход — приблизительно 20 % от полного хода ползуна.

Величина штамповой высоты регулируется с помощью клинового стола.

Существенные колебания усилия и затрат энергии при пластическом деформировании приводят к заклиниванию пресса. Заклинивание получается в результате исчерпания энергетического запаса маховика и остановки ползуна в зоне углов заклинивания. Усилие при заклинивании часто превышает номинальное в 2–3 раза. Выводят пресс из заклинивания при помощи клинового стола или при помощи специальных приспособлений, предусмотренных конструкцией пресса.

10.3. Горизонтально-ковочные машины

Горизонтально-ковочные машины (ГКМ) предназначены главным образом для работы от прутка. На этих прессах изготавливаются различные заготовки в основном из прутка путем высадки, глубокой или сквозной прошивки, гибки, отрезки и других процессов. Это поковки типа стержень с головкой, высаживаемой в торец, поковки в одной или двух взаимно перпендикулярных плоскостях и др. Рабочий инструмент, применяемый на горизонтально-ковочных машинах, состоит из разъемных матриц и пуансона.

Все горизонтально-ковочные машины подразделяются на две основные группы: с вертикальной и горизонтальной плоскостью разъема зажимных матриц.

Машина обычно имеет горизонтально расположенный кривошипно-шатунный механизм, приводящий в действие главный (высадочный) ползун, в котором закреплен пуансонодержатель с пуансонами. Одна половина матрицы закреплена неподвижно в специальном гнезде станины, другая, подвижная, закреплена на поперечном ползуне. Поперечный ползун передвигается с помощью механизма зажима матриц. При включении машины на рабочий ход начинает двигаться как главный, так и поперечный ползун. Поперечный ползун быстрее завершает свой ход и смыкает матрицы. Только после смыкания матриц и зажима ими прутка может осуществиться собственно рабочий ход.

В пространстве между центральным ползуном и матрицами имеется передний упор, который предварительно устанавливается, чтобы отмерить необходимую длину выступающей части прутка, подлежащей высадке. К концу хода поперечного (зажимного) ползуна, когда прутки окажутся зажатыми в ручье между матрицами, упор автоматически отводится в сторону и не препятствует движению высадочного пуансона, закрепленного в центральном ползуне.

Система зажимного механизма должна обеспечить зажатие прутка до начала его деформации пуансоном, удержание прутка в таком положении во время всего процесса деформации и в течение некоторого времени, соответствующего небольшому участку в начале обратного хода центрального пуансона.

Напряжение зажима матриц зависит от системы зажимного механизма, степени жесткости его звеньев и жесткости станины в поперечном направлении. В машинах с вертикальным разъемом матриц применяют различные кинематические схемы зажима. Лучшим считается привод зажимного механизма от двух кулачков прямого и обратного ходов. По этому принципу работают современные машины средних и больших размеров.

Сила зажима $P_{\text{зж}}$ должна быть такой, чтобы предупредить выталкивание прутка из матрицы при высадке,

$$P_{\text{зж}} = (0,30 \dots 0,35) P_{\text{выс}}.$$

Для предохранения поломки машины от перегрузки по зажимному ползуну в системе зажима имеется специальное предохранительное устройство.

Горизонтально-ковочные машины с вертикальным разъемом матриц представляют собой горизонтальные двухстоечные однокривошипные прессы с открытым приводом. Обычно слева от главного исполнительного механизма расположен привод механизма зажима и собственно зажимной ползун, который передвигается вдоль фронта станины.

Основные параметры и размеры горизонтально-ковочных машин с одной подвижной матрицей регламентированы ГОСТ 7023. Они представляют усилие $P_n = 1...31,5$ МН при ходе высадочного ползуна $S_{\text{max.выс}} = 180...700$ мм и числе ходов $n = 95...21$ в минуту.

Станины малых и средних машин изготавливают цельнолитыми, а крупных машин — разъемными из двух отливок (передней и задней с вертикальным разъемом). Обе половины разъемной станины стягивают верхними и нижними продольными болтами или планками. Для увеличения жесткости у средних машин с цельной станией есть горизонтальные стяжки. С фронтальной стороны станины сделан вертикальный вырез, обеспечивающий доступ к инструменту.

Конструкция деталей главного исполнительного механизма определяется, как и у кривошипных горячештамповочных прессов, повышенными требованиями к жесткости и точности движения и представляет короткий шатун с постоянной длиной, хоботообразный ползун с двойным направлением и массивный одноколенчатый (реже эксцентриковый) вал.

Привод машин осуществляется от электродвигателя через одноступенчатую передачу у быстроходных машин или двухступенчатую передачу у средних и крупных машин.

Современные ГКМ всех размеров оборудуют пневматическими дисковыми или ленточными тормозами, установленными на приемном валу. В мощных машинах муфту и тормоз располагают на главном валу.

В горизонтально-ковочных машинах с горизонтальной плоскостью разъема зажимных матриц (рис. 24) главный исполнительный механизм — кривошипно-ползунный с высадочным ползуном, передвигающимся в горизонтальной плоскости. Зажимной ползун совершает возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости.

Кинематическая цепь зажимного механизма подобна цепи кулачкового ползунно-коленного механизма у обычных машин с вертикальной плоскостью разъема зажимных матриц.

Заготовка перемещается из ручья в ручей в горизонтальной плоскости, что облегчает условия труда и позволяет применить широкую механизацию и автоматизацию технологических процессов.

Преимуществом горизонтально-ковочных машин является то, что при раскрытых матрицах зев станины полностью открыт для движения заготовок по всей длине матричного блока, что облегчает и упрощает автоматизацию этих машин. Штамповка во всех ручьях проводится одновременно.

При крупносерийном и массовом производстве однотипных поковок от прутка диаметром 25–200 мм подача заготовки в штамповое пространство затруднена. Для облегчения подачи тяжелых заготовок используют подъемные пневматические или гидропневматические столы, с помощью которых заготовка удерживается на весу, перемещается по вертикали на уровень того или иного ручья штампа. Остальные манипуляции с прутком (заготовкой) производятся вручную.

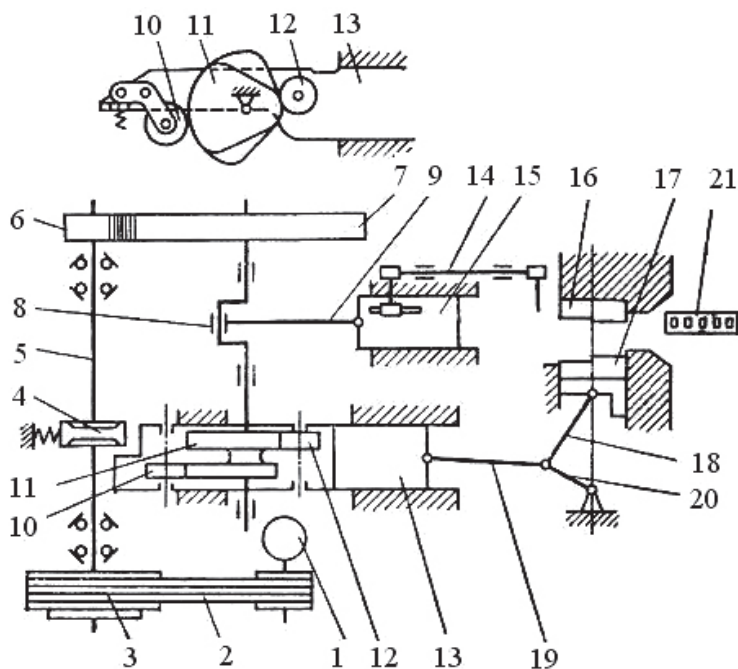


Рис. 24. Кинематическая схема ГKM с вертикальной плоскостью разъема зажимных матриц [2]:

1 — электродвигатель; 2 — клиноременная передача; 3 — маховик (со встроенным предохранителем по моменту); 4 — ленточный пневматический тормоз; 5 — приводной вал; 6 — шестерня; 7 — зубчатое колесо (на нем смонтирована пневматическая муфта включения); 8 — коленчатый вал; 9 — шатун; 10 — ролик обратного хода; 11 — эксцентрик прямого хода; 12 — ролик прямого хода; 13 — боковой ползун; 14 — передний регулируемый упор; 15 — главный высадочный ползун; 16 — неподвижная зажимная матрица; 17 — подвижная зажимная матрица; 18–20 — рычаги; 19 — шатун зажимного ползуна; 21 — стол

10.4. Листоштамповочные кривошипные прессы

Машины данного типа предназначены для получения изделий из листового металла методами штамповки. Большинство прессов приспособлено для выполнения определенной операции. Поэтому существует большое количество типов прессов, описать которые в одном учебном пособии невозможно. Рассмотрим лишь основные типы листоштамповочных кривошипных прессов.

По технологическому назначению листоштамповочные кривошипные прессы разделяют на прессы простого действия, предназначенные в основном для вырубных работ, и прессы двойного и тройного действия для вытяжных работ.

Кривошипные прессы простого действия имеют один ползун. Эти прессы в основном предназначены для вырубных и просечных операций, а также для неглубокой вытяжки при использовании пневматических и гидропневматических подушек. По расположению опор коренного вала прессы простого действия разделяются на одностоечные и двухстоечные прессы. У одностоечных прессов кривошип расположен консольно, поэтому опоры коренного вала расположены по одну сторону шатуна. У двухстоечных прессов опоры коренного вала расположены по обе стороны шатуна.

По конструктивному оформлению станины прессы выполняют открытого и закрытого типа. Прессы первого типа имеют открытый с трех сторон доступ к рабочему пространству: с фронта и с боков. Прессы закрытого типа имеют свободный доступ к рабочему пространству только с двух сторон: с фронта и с тыла пресса. Прессы открытого типа строят как по одностоечной схеме, так по двухстоечной. Параметры и основные размеры кривошипных одностоечных и двухстоечных прессов открытого типа усилием $P_H = 25 \text{ кН} \dots 2,5 \text{ МН}$ регламентированы ГОСТ 9408.

Прессы открытого типа могут иметь наклоняемую и наклоненную, а также ненаклоняемую конструкцию станины. Наклон можно изменять до $25\text{--}45^\circ$, поворачивая станину вокруг шарнира и закрепляя ее в требуемом положении болтами, головки которых заводят в Т-образные пазы станины. Наклоненная станина имеет постоянный, неизменный наклон. Номинальное усилие у наклоняемых и наклонных прессов при $\alpha_H = 160 \dots 155$ из-за малой жесткости стола ограничивается 2 МН.

Привод у прессов простого действия выполняют или одноступенчатым — от электродвигателя непосредственно на коренной вал, или многоступенчатым — от электродвигателя на приемный вал, а с него на коренной или от электродвигателя на приемный, через промежуточный вал на коренной.

Наряду с однокривошипными, имеются и многокривошипные (многочатунные) прессы с одним многоколенчатым валом или с несколькими одно- или двухколенчатыми коренными валами.

Из-за большой упругой деформации станины однокривошипные двухстоечные прессы открытого типа ненаклоняемые строят с номинальным усилием P_n (при $\alpha_n = 150 \dots 165$), не превышающим 5 МН.

Прессы открытого типа двухстоечные бывают как однокривошипные, так и двухкривошипные. Двухкривошипные прессы до 6 МН применяются для штамповки в прогрессивных штампах с автоматической подачей ленты. Особенно удобны для этой цели двухкривошипные прессы открытого типа наклоняемые (усилием 785 кН — 1,8 МН шестерне-эксцентрикового типа).

Закрытая высота (расстояние от лицевой поверхности ползуна при крайнем его нижнем положении до стола прессы) регулируется изменением длины шатуна. У крупных прессов длину шатуна регулируют от отдельного электродвигателя, устанавливаемого на ползуне, червячной передачи для вращения винта и втулки.

Кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа — наиболее обширная группа прессов, состоящая из одно-, двух- и четырехкривошипных прессов. Для прессов этой группы характерно наличие закрытой станины рамного типа. Повышенная жесткость этих прессов и симметричная упругая деформация станины закрытого типа способствуют изготовлению точных штамповок и повышают стойкость инструмента. Кривошипные двухстоечные прессы закрытого типа изготавливаются в двух модификациях: быстроходные прессы с повышенным числом ходов и нормальным ходом, тихоходные прессы с нормальным числом ходов и увеличенным ходом. Конструкция станины прессов всех типоразмеров предполагает возможность использования прижимных подушек.

Основные параметры и размеры кривошипных закрытых прессов 1,6–25 МН регламентированы ГОСТ 10026.

Двухкривошипные прессы предназначены для штамповки крупных деталей из листа. От однокривошипных они отличаются размера-

ми штампового пространства. Основные параметры и размеры двухкривошипных закрытых прессов 1–31,5 МН регламентированы ГОСТ 7766. При производстве крупногабаритных деталей автомобилей, самолетов и т. п. в целях предотвращения перекоса применяют четырехточечную подвеску ползуна при помощи четырех шатунов, расположенных по углам ползуна. При такой конструкции пресса центр давления всегда лежит внутри четырехугольника, образованного точками подвеса. Четырехкривошипные прессы (ГОСТ 16267) имеют увеличенные размеры штампового пространства по закрытой высоте и в плане по сравнению с двухкривошипными прессами.

Кривошипные прессы двойного действия предназначены для выполнения глубокой вытяжки полых изделий из листа. Эти прессы имеют два ползуна: наружный — прижимной и внутренний — вытяжной. Наружный ползун находится в направляющих станины и приводится в движение от коренного вала при помощи кривошипно-рычажной или кулачковой системы. Внутренний ползун, выполняющий вытяжку, находится в направляющих, которые расположены внутри наружного, прижимного, ползуна, и приводится в движение кривошипно-шатунным или кулачковым механизмом коренного вала.

Поскольку вытяжка может начинаться, лишь когда вытягиваемый лист прижат наружным ползуном, наружный ползун должен опережать в своем движении внутренний ползун и выстаивать в нижнем положении, пока происходит процесс вытяжки внутренним ползуном, продолжающим свое движение. При обратном ходе внутреннего и наружного ползунов обеспечивается съем детали с вытяжного пуансона.

Для компенсации положительных отклонений по толщине штампуемого металла и неточностей изготовления инструмента, прижим заготовки осуществляется через специальные амортизаторы.

Конструкция и внешняя архитектура прессов двойного действия подобна листоштамповочным кривошипным прессам простого действия. Прессы двойного действия включают две группы машин: кривошипные двухстоечные прессы открытого и закрытого типа.

К первой группе относятся трехкривошипные прессы и специальные прессы с кулачковым приводом наружного ползуна. Большинство современных кривошипных прессов двойного действия является двухстоечным закрытого типа. Они различаются размерами штампового пространства и соответственно этому количеством точек подвески ползуна (одно-, двух- и четырехкривошипные прессы). Основные

параметры и размеры однокривошипных закрытых прессов с номинальными усилиями на внутреннем ползуне $P_n = 630 \text{ кН} \dots 6,3 \text{ МН}$, а на наружном — $(0,62 \dots 0,64) P_n$ приведены в ГОСТ 7639.

Основные параметры и размеры двух- и четырехкривошипных прессов регламентированы ГОСТ 8247 и ГОСТ 16268 соответственно.

Кривошипные прессы тройного действия делятся на вытяжные прессы тройного действия и прессы тройного действия для чистовой вырубки. Первый тип прессов предназначен для штамповки из листа крупногабаритных деталей сложной формы с полостями. Для изготовления таких деталей необходимо одновременно осуществлять прямую и обратную вытяжки. Второй тип предназначен для эффективного технологического процесса чистовой вырубки, при котором высококачественная поверхность среза обеспечивается созданием в зоне деформирования всестороннего неравномерного сжатия.

Прессы тройного действия, кроме двух ползунов — наружного (прижимного) и внутреннего (вытяжного), имеют нижний ползун с направляющими, расположенными в столе пресса. Нижний ползун предназначен для глубокой обратной вытяжки при штамповке крупных деталей.

В зависимости от типа привода нижнего ползуна прессы тройного действия подразделяются на прессы с общим приводом и независимым приводом. Современные прессы строят с независимым приводом нижнего ползуна, при этом применяют муфты включения электропневматического действия.

При включении муфты приводятся в движение верхние ползуны, взаимно перемещающиеся, как у прессов двойного действия. При выстаивании наружного (прижимного) ползуна, внутренний ползун производит вытяжку и конечным выключателем выключает муфту. Вследствие этого внутренний и наружный ползуны останавливаются в своем крайнем нижнем положении. В заранее установленный момент хода внутреннего ползуна устройство, заблокированное с его ходом, включает муфту нижнего ползуна, который производит вытяжку в обратном направлении.

Современные прессы тройного действия имеют закрытые верхний и нижний приводы ползунов, у которых все вращающиеся части находятся в масляной ванне. В отличие от прессов двойного действия, внутренний и наружный ползуны прессов тройного действия приводятся в действие кривошипно-рычажной системой, корен-

ные валы у которых расположены перпендикулярно фронту прес-са. Регулировка положения внутреннего и наружного ползунов неза-висимая, при помощи регулировочных винтов. Положение нижнего ползуна не регулируют. Его приводят в движение четырьмя шату-нами двухколенчатых валов. Пневматические муфты сцепления устанавливают на приемных валах как у верхнего, так и у нижнего привода.

Усилия, допускаемые на ползунах тройного действия, находятся примерно в следующих соотношениях: на внутреннем ползуне но-минальное усилие пресса P_n ; на наружном ползуне — $(0,5...0,75) P_n$; на нижнем — $(0,5...0,65) P_n$.

Прессы тройного действия для чистовой вырубki относятся к прес-сам закрытого типа с нижним приводом. Ползун при рабочем ходе дви-жется снизу вверх в роликовых направляющих станины. Всестороннее неравномерное сжатие обеспечивается вдавливанием в заготовку ре-бра (клина) прижимного кольца эквидистантно линии среза на близ-ком от нее расстоянии и созданием подпора контрпуансоном, распо-ложенным на уровне режущей кромки матрицы.

Для гарантии постоянства силы на прижимном ребре привод при-жима в прессе для чистовой вырубki выполняют гидравлически. По-стоянство давления в приводе поддерживается путем вытеснения жидкости из полости цилиндра в аккумулятор. Такой же привод при-меняют и для перемещения контрпуансона.

Гидравлический привод обеспечивает широкий диапазон регули-рования силы прижима и сопротивления со стороны контрпуансона.

Для успешного осуществления чистовой вырубki необходимо стро-го выдерживать скоростные условия деформирования.

Главный привод пресса осуществляется от электродвигателя, до-пускающего бесступенчатую регулировку частоты вращения ведуще-го кривошипа и, следовательно, числа ходов ползуна.

В качестве главного размерного параметра для кривошипных прес-сов тройного действия при чистовой вырубке принимают суммарное номинальное усилие P_n на ползуне, которое определяется в соответ-ствии с условием

$$P_n \geq P_{\text{выр}} + P_{\text{пр}} + P_{\text{кп}},$$

где $P_{\text{выр}}$ — сила, необходимая для вырубki; $P_{\text{пр}}$ — сила прижима; $P_{\text{кп}}$ — сила, действующая со стороны контрпуансона.

Как правило, $P_{\text{выр}} = 0,6P_{\text{н}}$, $P_{\text{пр}} = 0,15P_{\text{н}}$, $P_{\text{кп}} = 0,25P_{\text{н}}$. Чтобы точно знать силу, допустимую для проведения вырубки на данном прессе, в его характеристике указывают соотношение $\frac{P_{\text{выр}}}{P_{\text{н}}}$. Кривошипные прессы тройного действия для чистовой вырубки выпускаются с $P_{\text{н}}$ равным $\frac{25}{40}$ кН — $\frac{5}{8}$ МН при числе ходов ползуна от 35–90 до 14–18 ходов в минуту.

Темы для самоконтроля

1. История развития технологического оборудования для обработки металлов давлением.
2. Классификация кузнечно-штамповочных машин.
3. Принцип действия и классификация кривошипных машин.
4. Маркировка кузнечно-штамповочного оборудования.
5. Элементы кривошипного пресса и их назначение.
6. Основные параметры кривошипного пресса.
7. Кинематика кривошипно-ползунного механизма.
8. Силовой расчет реального кривошипно-ползунного механизма.
9. Заклинивание кривошипно-ползунного механизма.
10. Ползуны кривошипных машин. Конструкция. Материалы. Перекос ползуна.
11. Расчет ползуна однокривошипного пресса.
12. Уравновешиватели ползунов, их расчет.
13. Шатуны. Конструкция и материалы.
14. Расчет шатунов на прочность.
15. Расчет регулировочных винтов шатунов.
16. Расчет шатунов на устойчивость.
17. Расчет давлений в цапфах и головках шатунов.
18. Расчет болтов и пальцев шатунов.
19. Регулировка хода ползуна и величины штамповочного пространства.
20. Главные валы кривошипных машин. Конструкция и материалы.
21. Порядок проектирования главных валов.
22. Методика расчета допускаемых усилий по прочности главных валов.
23. Муфты включения прессов. Классификация, конструкция.
24. Расчет фрикционных муфт включения на передаваемый момент.
25. Расчет фрикционных муфт на работоспособность по показателю износа.
26. Тормоза. Конструкция, применение.

27. Расчет тормозов.
28. Структура главного привода кривошипных машин. Разрушение зубьев.
29. Проверка зубчатых передач кривошипных прессов.
30. Построение графика усилий на ползуне.
31. Приводные валы и их расчет.
32. Средства защиты машин от перегрузок. Классификация и конструкция.
32. Расчет предохранителей.
33. Станины прессов. Их конструкция и материалы.
34. Расчет станин открытых кривошипных прессов.
35. Расчет разъемных станин.
36. Подушки. Конструкция и расчет.
37. Энергетика кривошипных машин. Общий расход энергии за цикл.
38. Расход энергии за время рабочего хода кривошипных машин. Типовые расчетные графики рабочих нагрузок.
39. Выбор мощности электродвигателя и момента инерции маховика кривошипных машин.
40. Кривошипные ножницы. Основные типы, конструкция кривошипных ножниц с наклонным ножом.
41. Горизонтально-ковочные машины.

Библиографический список

1. Свистунов В. Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В. Е. Свистунов. Москва : МГИУ, 2008. 698 с.
2. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников. Киев : Вища школа, 1981. 376 с.
3. Кузнечно-штамповочное оборудование / под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. Москва : Машиностроение, 1982. 576 с.
4. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / под ред. В. И. Власова. Москва : Машиностроение, 1982. 424 с.
5. Ланской Е. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Р. Банкетов. Москва : Машиностроение, 1966. 380 с.
6. Ровинский Г. Н. Листоштамповочные механические прессы / Г. Н. Ровинский, С. Л. Злотников. Москва : Машиностроение, 1968. 376 с.
7. Игнатов А. А. Кривошипные горячештамповочные прессы / А. А. Игнатов, Г. А. Игнатова. Москва : Машиностроение, 1974. 352 с.
8. Несвит С. М. Горизонтально-ковочные машин и их автоматизация / С. М. Несвит, О. И. Нюнько. Москва : Машиностроение, 1964. 324 с.
9. Навроцкий Г. А. Кузнечно-штамповочные автоматы / Г. А. Навроцкий. Москва : Машиностроение, 1965. 424 с.
10. Рей Р. И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы кривошипные / Р. И. Рей, С. С. Монятовский. Луганск : Изд-во ВЛУ, 2000. 216 с.
11. Игнатов А. А. Муфты, тормоза и механизмы управления кривошипных кузнечно-прессовых машин / А. А. Игнатов, В. И. Власов. Москва : Машиностроение, 1963. 447 с.
12. Электрооборудование кузнечно-прессовых машин / В. Е. Стоколов [и др.]. Москва : Машиностроение, 1981. 304 с.
13. Залесский В. И. Оборудование кузнечно-прессовых цехов: учебник для вузов/В. И. Залесский. Москва: Высшая школа, 1974. 599 с.

14. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков ; под ред. Л. И. Живова. Москва : Изд-во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2006. 560 с.

15. Кузнечно-штамповочное оборудование : учеб. для машиностроительных вузов / А. Н. Банкетов [и др.] ; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1982. 576 с.

16. Бочаров Ю. А. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для студ. вузов. Москва : Академия, 2008. 480 с.

17. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-4. Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства / под ред. Ю. А. Бочарова, И. В. Матвеевко. Москва : Машиностроение, 2005. 926 с.

18. Мохов А. И. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. В 2 ч. Ч. 1. Прессы : учеб. для вузов / А. И. Мохов, А. Г. Кобелев, В. П. Троицкий. Волгоград : Изд-во ВолгГТУ, 2000. 410 с.

Приложение

Пример выполнения курсового проекта

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования**

**«Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина»**

Институт новых материалов и технологий

Оценка проекта _____

Члены комиссии _____

**«ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА
УСИЛИЕМ 80 кН»**

Курсовой проект

Пояснительная записка

22.03.02.000.000.429 ПЗ

Руководитель:
(должность, ученая степень)

Фамилия И. О.

Нормоконтролер:
(должность, ученая степень)

Фамилия И. О.

Студент группы:

Фамилия И. О.

Екатеринбург, 20__



**Уральский
федеральный
университет**
имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования**

**«Уральский федеральный университет имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина»**

Институт новых материалов и технологий

**ЗАДАНИЕ
на курсовой проект**

Группы направление Металлургия (обработка металлов давлением)

Фамилия _____ Имя _____ Отчество _____

Руководитель курсового проектирования _____

Срок проектирования _____

1. Тема курсового проекта: _____

2. Содержание проекта (какие графические работы и расчеты должны быть выполнены): _____

3. Графическая часть: _____

4. Рекомендуемая литература:

1. Кузнечно-штамповочное оборудование: учеб. для вузов / А. Н. Банкетов [и др.]. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1982. 576 с. (1970. 602 с.).

2. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы : учеб. для вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников. Киев : Высшая школа, 1981. 376 с. (1966. 455 с.).

3. Игнатов А. А. Кривошипные горячештамповочные прессы / А. А. Игнатов, Г. А. Игнатова. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1980. 235 с.

4. Ланской Е. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. Москва: Машиностроение, 1966. 264 с.

5. Щеглов В. Ф. Кузнечно-прессовые машины / В. Ф. Щеглов, Л. Ю. Максимов, В. П. Линц. Москва : Машиностроение, 1979. 304 с.

6. Фейгин М. М. Кривошипные машины: учеб. пособие / М. М. Фейгин. Омск : Омский политехнический институт, 1974. 343 с.

Руководитель

Студент

РЕФЕРАТ

В состав курсового проекта входят:
пояснительная записка ____ с., ____ рис., ____ табл. ____ источников,
____ прил.;
графические (демонстрационные) материалы ____ листов формата А1,
спецификации на ____ с.

ШТАМПОВКА, КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ, КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ, ЭКСЦЕНТРИКОВЫЙ ВАЛ, СТАНИНА, ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

В расчетно-пояснительной записке к курсовому проекту приведена техническая характеристика и кинематическая схема однокривошипного простого действия открытого пресса марки К2019, который представляет собой быстроходный пресс усилием 80 кН с пневматическим сдувателем.

Пресс предназначен для вырубки, пробивки, гибки, неглубокой вытяжки и других холодноштамповочных операций с удалением готовых изделий или отходов на провал или в просвет между стойками пресса.

Объяснено устройство и принцип действия этого пресса, приведены расчеты кинематических параметров пресса и результаты статического расчета сил, действующих на кривошипно-ползунный механизм. Выполнен прочностной расчет основных узлов конструкции пресса. Определены энергетические затраты и мощность электродвигателя.

В графической части проекта представлен чертеж общего вида пресса.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРЕССЕ К2019. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕССА	
1.1. Назначение пресса и его особенности	
1.2. Основные технические данные пресса	
1.3. Технологические сведения	
1.4. Устройство пресса и его составных частей	
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЕССА	
3. РАСЧЕТ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕССА.....	
3.1. Определение крутящего момента.....	
3.2. Определение силы деформирования	
4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ ПРЕССА.....	
4.1. Расчет главного эксцентрикового вала	
4.2. Расчет узла ползун-шатун.....	
4.2.1. Расчет ползуна	
4.2.2. Расчет шатуна	
4.3. Расчет станины.....	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий курсовой проект является завершающим этапом изучения дисциплины «Оборудование цехов обработки металлов давлением». Основной целью выполнения курсового проекта является практическое применение теоретических основ дисциплины и получение навыков выполнения проверочных расчетов главных узлов кривошипного пресса.

В современной металлургии и машиностроении важная роль принадлежит заготовительному производству. Заготовительное производство широко представлено в виде литейного и кузнечно-штамповочного производств. Кузнечно-штамповочное производство позволяет получать хотя и более дорогую продукцию, чем литье, но зато эта продукция обладает гораздо более высокими механическими свойствами и при больших объемах выпуска (при крупносерийном и массовом производстве) более низкой себестоимостью.

Для получения изделий в кузнечно-штамповочном производстве применяют кузнечно-прессовые машины, которые отличаются различным назначением (видом производимой операции), системами привода рабочего органа и законами изменения его скорости. С начала XX века широкое распространение получили кривошипные машины (кривошипные прессы).

Кривошипные прессы предназначены, как правило, для штамповки поковок при массовых и крупносерийных производствах, должны обеспечить изготовление поковок с меньшим расходом металла (по сравнению с паровоздушными штамповочными молотами) и минимальными припусками на последующую механическую обработку. Они имеют рабочий орган в виде кривошипно-ползунного механизма. Движение вращательного привода преобразуется в поступательное движение ползуна, благодаря чему функционирует пресс.

Рабочим инструментом кривошипных прессов является штамп. Он имеет две части: подвижную (прикрепляется к ползуну) и неподвижную (монтируемую на столе). Усилие пресса создается благодаря крутящему моменту, передаваемому от электропривода. Обычно линия привода состоит из асинхронного электродвигателя, зубчатой и клиноременной передач, фрикционной муфты и тормоза. В связи

с неравномерностью потребления энергии прессом за цикл штамповки и большими пиковыми нагрузками, для снижения загрузки электродвигателя, применяют маховик. Узел управления прессом состоит из электрических, механических, пневматических механизмов, с помощью которых обеспечивается своевременное срабатывание муфты или тормоза, а также соответствующее блокирование.

Кривошипный пресс для разных операций листовой и объемной штамповки является устройством общего назначения. Прессы общего назначения могут быть однокривошипными и двухкривошипными (закрытого или открытого действия). У открытого прессы имеется свободный доступ в штамповое пространство с трех сторон. Кривошипные прессы для листовой штамповки могут быть:

- простого действия, предназначенные отдельно для операций вырубки, гибки и неглубокой вытяжки, имеющие один ползун;
- двойного (или тройного) действия, имеющие два (или три) ползуна, служащие для вырубки и прижима заготовки, а внутренний ползун — для вытяжки.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРЕССЕ К2019. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРЕССА

1.1. Назначение пресса и его особенности

Пресс однокривошипный открытый простого действия К2019 представляет собой быстроходный пресс усилием 80 кН с пневматическим сдувателем (рис. П1.1).

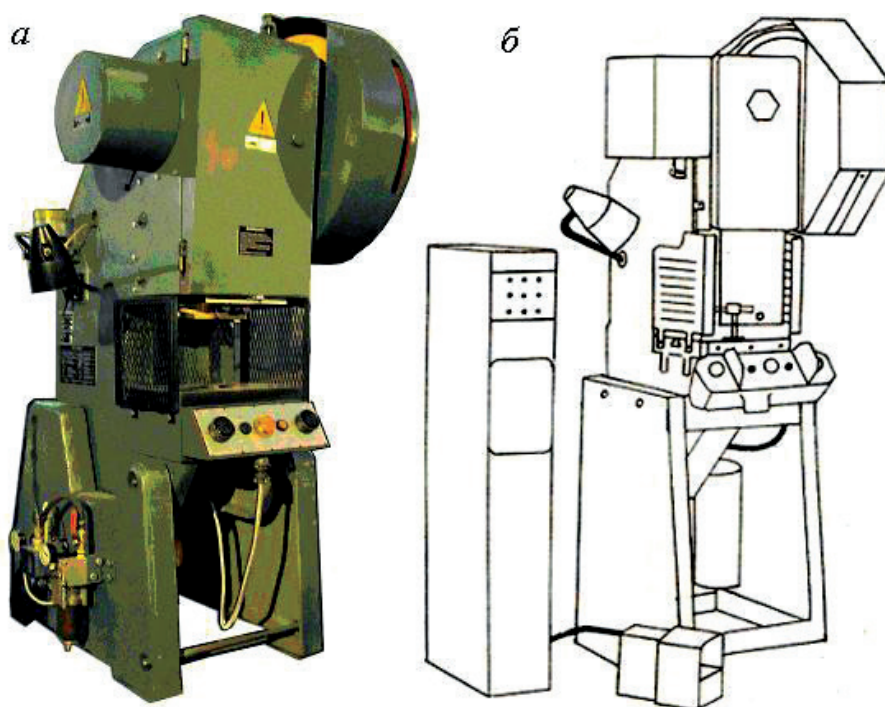


Рис. П1.1. Общий вид (а) и схема (б) однокривошипного открытого пресса простого действия усилием 80 кН с пневматическим сдувателем

Пресс предназначен для вырубки, пробивки, гибки, неглубокой вытяжки и других холодноштамповочных операций с удалением готовых изделий или отходов в просвет между стойками пресса.

Кривошипный пресс этой модели обеспечивает высокую производительность, отличается высокой и надежной точностью размеров и качеством получаемых изделий, прост в использовании и наладке. Ввиду своей универсальности и надежности в работе кривошипный пресс К-2019 применяется во всех отраслях современной промышленности как в единичном, так и серийном производстве. Это оборудование может использоваться как самостоятельная технологическая единица оборудования, а также встраиваться в комплексы оборудования (в частности, автоматизированные).

Пресс К2019, оборудованный средствами автоматизации и механизации, может использоваться в автоматических поточных линиях.

Конструктивными особенностями этого прессы являются:

- сварная станина;
- увеличенные размеры окна стола станины для проваливания штампуемых деталей;
- двухступенчатый привод (клиноременная и зубчатая передачи). Валы расположены перпендикулярно фронту прессы. Зубчатые колеса помещены в специальном отсеке станины;
- муфта и тормоз с фрикционными дисками с металлокерамическим покрытием, работающими в масляной ванне, имеющие высокую долговечность;
- управление муфтой и тормозом электропневматическое двуручное от кнопок, расположенных на стационарном или переносном пульте, а также от педали;
- ползун, имеющий 8 удлиненных направляющих поверхностей и увеличенные в плане размеры, позволяющие устанавливать крупногабаритные штампы; два пневматических цилиндра, уравнивающих вес ползуна со штампом;
- гидравлический предохранитель от перегруза, вмонтированный в ползун;
- выталкиватель в ползуне механический;
- система смазки жидкая циркуляционная.

1.2. Основные технические данные прессы

Основные параметры и размеры прессы соответствуют требованиям ГОСТ 9408–83 и указаны в табл. П1.1–П1.3.

Таблица П1.1

Технические характеристики однокривошипного пресса
простого действия К2019

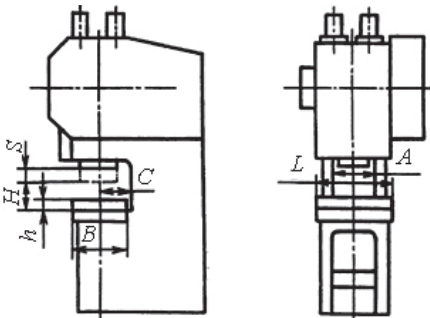
<div align="center">  </div>	Едини- цы из- мере- ния	Значение
Номинальное усилие пресса	кН	80
Ход ползуна регулируемый S	мм	$50^{+1,0}$
наибольший	мм	$5^{-0,6}$
наименьший		
Частота ходов ползуна	мин ⁻¹	250
непрерывных	мин ⁻¹	80
одиночных		
Расстояние от оси ползуна до станины C	мм	150^{+10}
Размеры стола $L \times B$	мм×мм	360×280
Размеры отверстия в столе		
длина	мм	150^{+5}
ширина	мм	100^{+5}
диаметр	мм	120
Наибольшее расстояние между столом и ползуном в его нижнем положении при наибольшем ходе H	мм	$200^{+3,5}$
Расстояние между стойками станины в свету A	мм	146^{+10}
Величина регулировки расстояния между столом и ползуном	мм	40^{+5}
Толщина подштамповой плиты h	мм	$42^{+0,62}$
Высота стола над уровнем пола	мм	800
Размеры ползуна		
длина	мм	178
ширина	мм	145
Габаритные размеры	мм	$990 \times 820 \times 1720$
Масса	кг	650

Таблица П1.2

Характеристика электрооборудования прессы

Параметр	Единицы измерения	Характеристики
Род тока	Переменный, трехфазный	
Напряжение	В	380
Частота	Hz	50
Тип электродвигателя	—	4 АА63 В4 асинхронный
Мощность главного электродвигателя	кВт	1,1
Частота вращения	об/мин	920

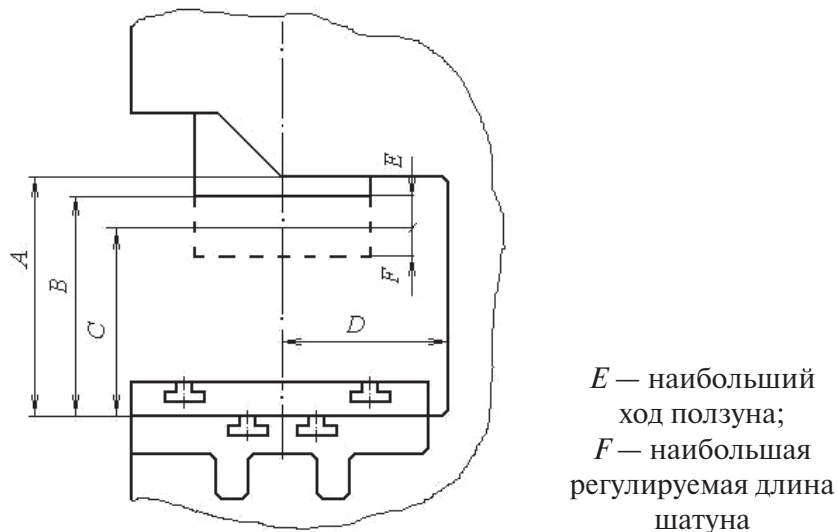
Таблица П1.3

Пневматическое и смазочное оборудование

Параметр	Единицы измерения	Характеристики
Пневматическое оборудование		
Рабочий агент пневмосистемы	—	Сжатый воздух не ниже 10 класса по ГОСТ 17483–83, содержащий распыленное масло
Рабочее давление воздуха	МПа	0,45–0,55
Расход воздуха при оди- ночных ходах	м ³ /ч	2,9
Масса сдуваемой детали	кг	3,03
Гидросмазочное оборудование		
Вид смазочной системы	—	Централизованная, последовательная, периодического действия (заполнение смазкой шприцеванием)
Вид привода	—	Ручной
Давление нагнетания	МПа	10,0
Вид смазки	—	Пластичная
Тонкость фильтрации смазки	мм	0,1

1.3. Технологические сведения

Размеры рабочего пространства пресса, эскизы и места крепления инструмента к ползуну и столу указаны на рис. П1.2 и рис. П1.3.



A	B	C	D	E	F
260	250	200	150	50	40

Рис. П1.2. Размеры рабочего пространства пресса

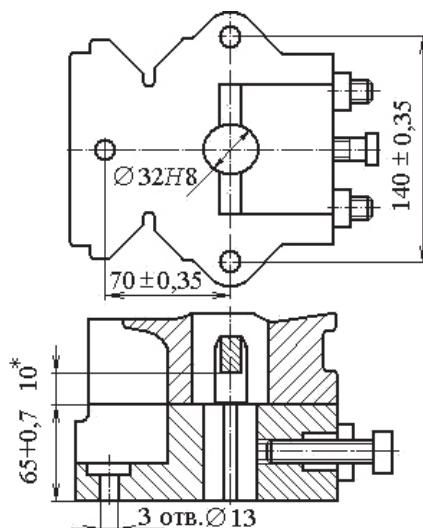


Рис. П1.3. Размеры места крепления инструмента в ползуне пресса

(* — наибольший ход выталкивателя)

Технологические возможности пресса позволяют производить штамповочные операции с номинальным усилием 80 кН при толщине металла до 0,8 мм на автоматических ходах и до 1,6 мм на одиночных ходах.

В случае выполнения операций, при значении толщины металла более рекомендуемого (с номинальным усилием), двигатель будет перегружен при работе, что может быть причиной его преждевременного выхода из строя.

1.4. Устройство пресса и его составных частей

Общий вид пресса с обозначением составных частей изображен на рис. П1.4.

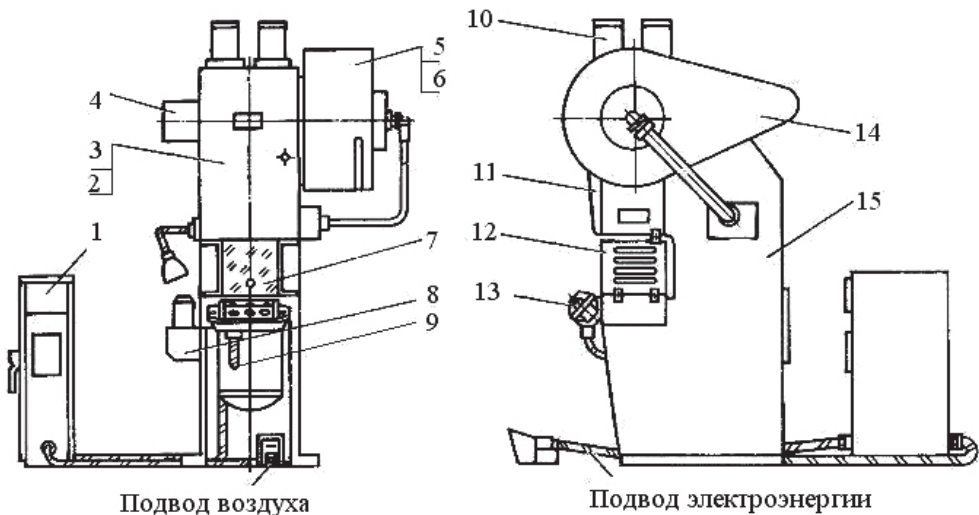


Рис. П1.4. Общий вид пресса [II]:

- 1 — ползун; 2 — электрооборудование; 3 — командоаппарат; 4 — вал эксцентриковый;
 5 — ограждение командоаппарата; 6 — установка муфты — тормоза; 7 — ограждение привода; 8 — сдуватель пневматический; 9 — воздухопровод; 10 — пост управления кнопочный; 11 — ограждение рабочей зоны; 12 — станина; 13 — маховик; 14 — привод; 15 — система смазки

В верхней части станины расположены подшипники качения, служащие опорой для эксцентрикового вала. Сверху, на скосе станины, имеется стол для подмоторной плиты, на которой устанавливается электродвигатель. Спереди, на специально обработанных местах ста-

нины, крепятся призматические регулируемые направляющие для ползуна. Регулировка направляющих осуществляется винтами с помощью резьбового соединения.

Передняя часть станины закрыта дверкой.

Ниже приводится краткое описание элементов, входящих в состав пресса.

1.4.1. **Станина.** Станина пресса (рис. П1.5) литая чугунная, коробчатой формы, воспринимает полное усилие, возникающие при штамповке. Станина крепится на двух стойках 7 посредством четырех пальцев.

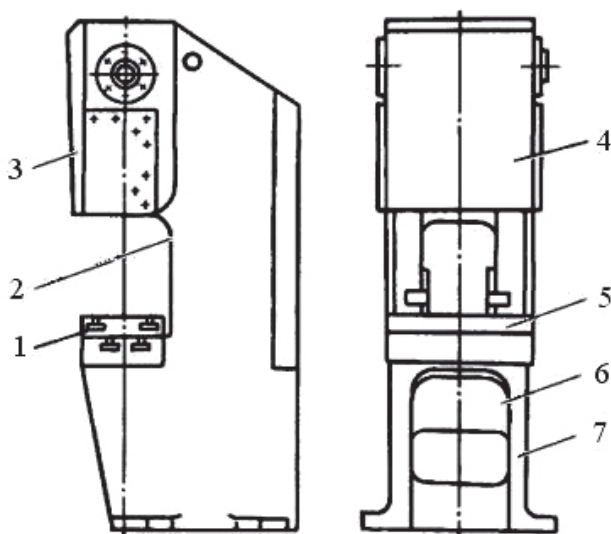


Рис. П1.5. Вид станины пресса [II]:

1 — корпус пресса; 2 — станина; 3 — блок привода; 4 — упор; 5 — подштамповая плита;
6 — наклонный склиз; 7 — стойки

На рабочей плоскости стола закреплена подштамповая плита 5. В столе и плите предусмотрены отверстия.

К нижней части станины крепится наклонный склиз 6 для удаления отштампованных деталей или отходов.

При работе на прессе с верхним выталкивателем используется регулируемый упор 4.

Органы управления прессом показаны на рис. П1.6.

1.4.2. **Привод.** Привод пресса осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу, маховик с вмонтированными в него пальцами, муфту-тормоз к эксцентриковому валу.

Натяжение ремней осуществляется при помощи винта, изменяющего наклон качающейся подмоторной плиты.

Элементы кинематической схемы пресса показаны на рис. П1.7.

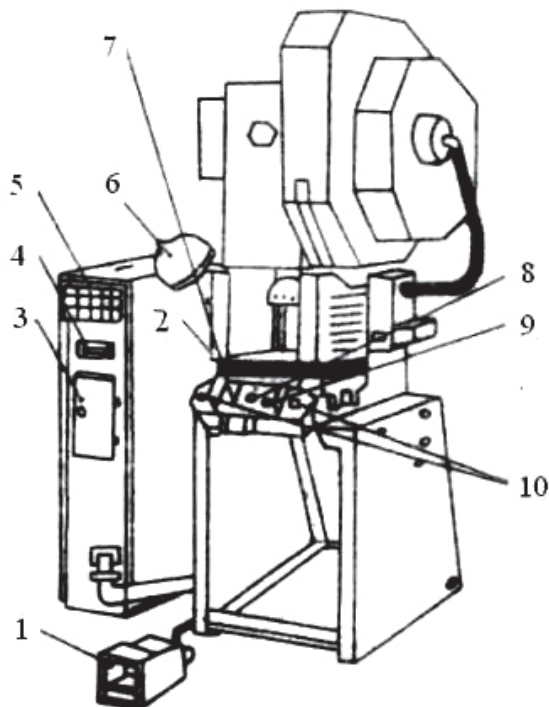


Рис. П1.6. Органы управления пресса К2019:

- 1 — педаль; 2 — вводной выключатель; 3 — переключатели режимов работы; 4 — счетчик;
5 — световая сигнализация; 6 — выключатель местного освещения; 7 — кнопка
«Стоп непрерывных ходов»; 8 — кнопка «Общий стоп»; 9 — кнопка «Пуск
электродвигателя»; 10 — кнопка «Ход ползуна» (двухручное включение)

1.4.3. Вал эксцентриковый. Узел вала (рис. П1.8) состоит из собственно эксцентрикового вала 1, эксцентриковой втулки 2.

Регулировка величины хода ползуна осуществляется путем вращения эксцентриковой втулки 2, которая соединена с валом 1 через зубчатое зацепление и выводится из зацепления вращением гайки 3.

После установки необходимой величины хода ползуна эксцентриковая втулка вводится в зацепление с эксцентриковым валом путем вращения гайки 3, которая стопорится винтом 6.

Необходимая величина хода ползуна устанавливается по шкале 4 с помощью указателя 5.

Угловое положение эксцентрикового вала относительно верхней мертвой точки (ВМТ) остается неизменным лишь при установке или наибольшей, или наименьшей величины хода ползуна. При установке любой промежуточной величины хода ползуна происходит угловое отклонение эксцентрикового вала, которое может быть у пресса усилием 80 кН до 55° (при ходе 14–17 мм), и, как следствие этого, недоход ползуна до ВМТ, что исключает возможность работы пресса с верхним выталкивателем. В целях устранения вышеупомянутого явления в прессах применена корректировка углового положения эксцентрикового вала, которая осуществляется с помощью алюминиевых дисков командоаппарата.

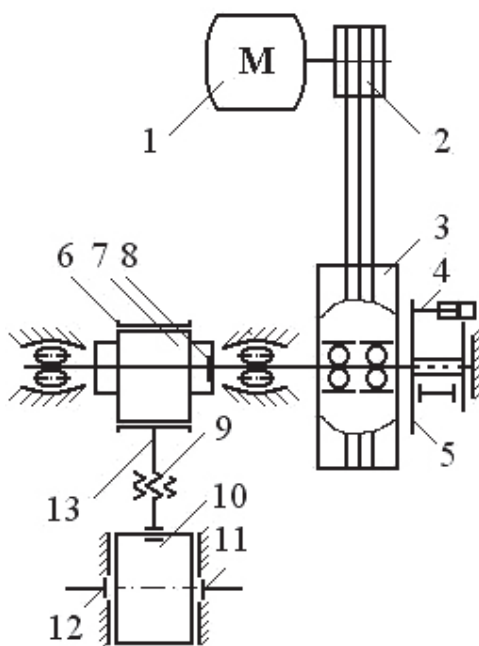


Рис. П1.7. Элементы кинематической схемы пресса К2019:

- 1 — электродвигатель; 2 — шив привода; 3 — маховик привода; 4 — муфта-тормоз;
 5 — вал эксцентриковый; 6 — гайка; 7 — втулка эксцентриковая; 8 — шатун; 9 — винт
 регулировочный; 10 — ползун; 11 — упор выталкивателя; 12 — планка выталкивателя;
 13 — головка воздухоподводящая

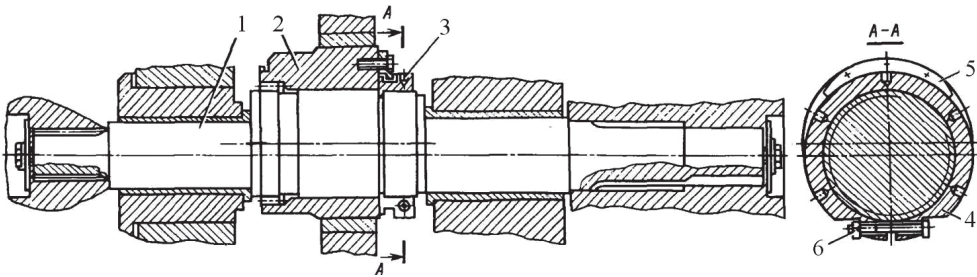


Рис. П1.8. Вид эксцентрикового вала:

1 — эксцентриковый вал; 2 — эксцентриковая втулка; 3 — гайка; 4 — шкала;
5 — указатель; 6 — винт

1.4.4. Установка муфты-тормоза. Установка муфты-тормоза (рис. П1.9) состоит из маховика I и муфты-тормоза II, которые закреплены на эксцентриковом валу пресса, воздухоподводящей головки III, которая закреплена на муфте-тормозе и кронштейне IV, соединенном пальцами с муфтой-тормозом и закрепленном на станине пресса.

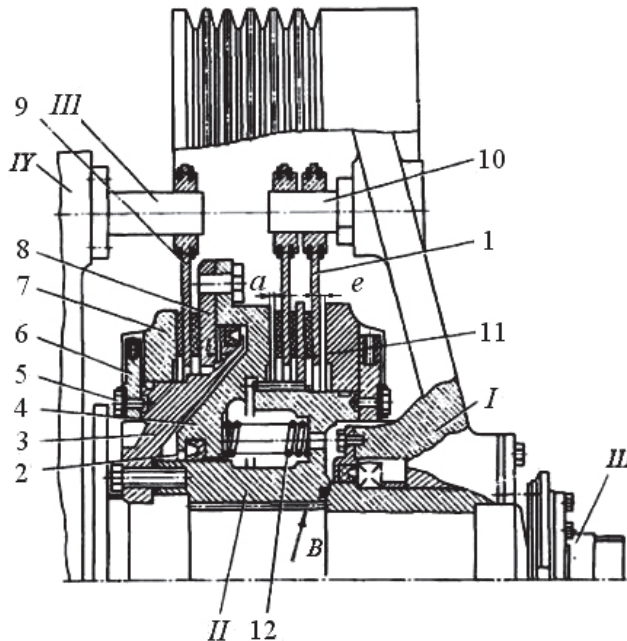


Рис. П1.9. Схема установки муфты-тормоза:

I — маховик; II — муфта-тормоз; III — воздухоподводящая головка; IV — кронштейн;
1 — ведущие диски; 2 — ведомая ступица; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — винты;
6 — опорные гайки; 7 — промежуточная втулка; 8 — тормозной диск; 9 — пальцы;
10 — пальцы; 11 — нажимные диски; 12 — пружина

Опорами маховика являются радиальные шарикоподшипники, посаженные на втулку, установленную на эксцентриковый вал.

Унифицированная воздухоподводящая головка состоит из корпуса, штуцера и расположенных между ними резиновых уплотнений и радиальных шарикоподшипников.

Муфта-тормоз жестко заблокированная, многодисковая, фрикционная, с пневматическим включением состоит из следующих частей:

- ведущей — из ведущих дисков 1 муфты с фрикционными накладками;
- ведомой — ступицы 2 с неподвижно присоединенным поршнем 3, цилиндра 4, перемещающегося вдоль оси, промежуточных дисков 5 опорных гаек 6, установленных по резьбе ступицы 2 и поршня 3 нажимного диска 11, установленного жестко на цилиндре 4;
- тормозной — тормозного диска 8 с фрикционными накладками.

По мере износа фрикционных накладок дисков увеличивается зазор a , что вызывает повышенный стук при включении муфты, и увеличивается расход воздуха. В нормально отрегулированной муфте зазор a равен 1,0–1,75 мм, а зазор e равен 4,0–0,75 мм. Если значение зазора a достигает величины 3,5 мм, муфту-тормоз необходимо регулировать. Для регулировки этого зазора служат разрезные гайки, которые зафиксированы от отвинчивания винтами 5.

Работа муфты-тормоза происходит следующим образом: сжатый воздух через воздухоподводящую головку III, поршень 3, ступицу 2 поступает в пневмокамеру B и перемещает цилиндр 4 вдоль оси эксцентрикового вала в сторону муфты. При этом зажимаются ведущие диски муфты, связанные с постоянно вращающимся маховиком через пальцы 9, обеспечивая передачу крутящего момента через ступицу на эксцентриковый вал.

В момент торможения эксцентрикового вала, сжатый воздух из пневмокамеры выпускается в атмосферу через воздухоподводящую головку, при этом цилиндр 4 под воздействием пружин возвращается в сторону тормоза и зажимает тормозной диск 8, сидящий на пальцах 9, закрепленных в кронштейне IV, который жестко связан со станиной.

1.4.5. Ползун. Ползун (рис. П1.10) является рабочим органом прессы, к которому крепится верхняя часть штампа.

Ползун 3 прессы имеет коробчатую форму с призматическими двусторонними направляющими. Ползун крепится к эксцентриковому валу посредством регулировочного винта 9 и разъемного шатуна 10 в корпусе, в крышке которого установлены бронзовые вкладыши

11 и 12 подшипника скольжения, схватывающие эксцентриковую втулку. Зазор между бронзовыми втулками шатуна и эксцентриковой втулкой не более 0,1 мм. Суммарный зазор между направляющими ползуна и станины должен быть в пределах 0,04–0,08 мм.

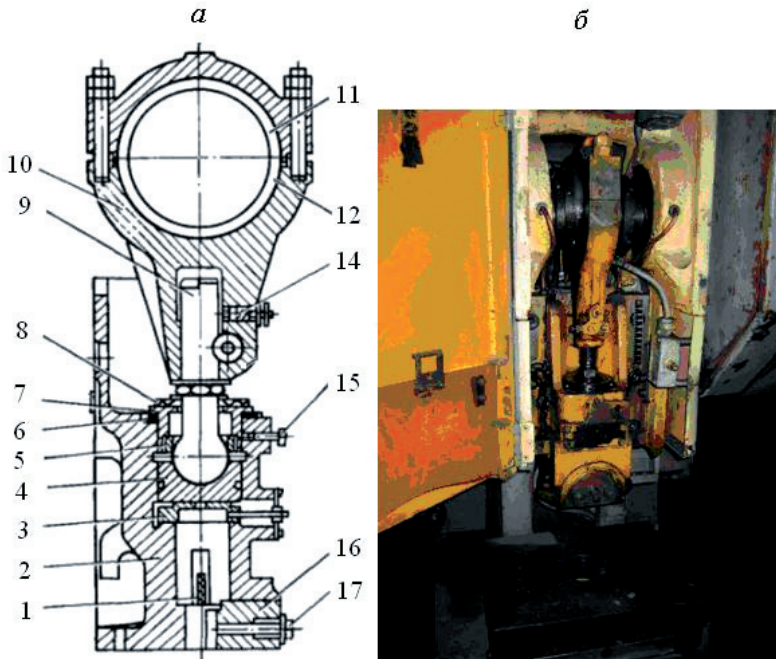


Рис. П1.10. Схема (а) и вид в сборе (б) шатуна и ползуна:

- 1, 15 — винты; 2 — ползун пресса; 3 — предохранительная шайба; 4 — стакан; 5 — нижняя опора; 6 — вкладыш; 7, 8 — гайки; 9 — регулировочный винт; 10 — разъемный шатун; 11 — вкладыши; 12 — подшипник; 13 — фиксатор; 14 — стопор винта; 16, 17 — стопорные втулки

Шаровая головка регулировочного винта 9, нижняя опора 5 и плавающий вкладыш 6 размещены в стакане 4. После регулировки зазора в шаровом соединении гайка 7, ввернутая в стакан, стопорится шпонкой. Зазор в шаровом соединении не должен превышать 0,015 мм.

Опорой стакана шарового соединения является срезная предохранительная шайба 3, рассчитанная на разрушение при перегрузке пресса. При срезании предохранительной шайбы необходимо винтом 15 растопорить гайку 8, вывернуть ее на 1,5–2 оборота, приподнять шатун с регулировочным винтом и стаканом; вращая маховик пресса в режиме «Ручной проворот», заменить предохранительную шайбу; сняв крышку с окна передней части ползуна, затянуть гайку 8 и застопорить ее винтом 15.

Регулировка штампового пространства производится путем вращения регулировочного винта за его шестигранник. Установленная величина штампового пространства фиксируется стопорными втулками 16 и 17, которые стягиваются винтом 1.

Нижний предел регулировки штампового пространства ограничивается фиксатором 13.

1.4.6. **Командоаппарат.** Командоаппарат (рис. П1.11) предназначен для коммутации тока в электрических цепях управления прессом и управления работой пневмосудователя.

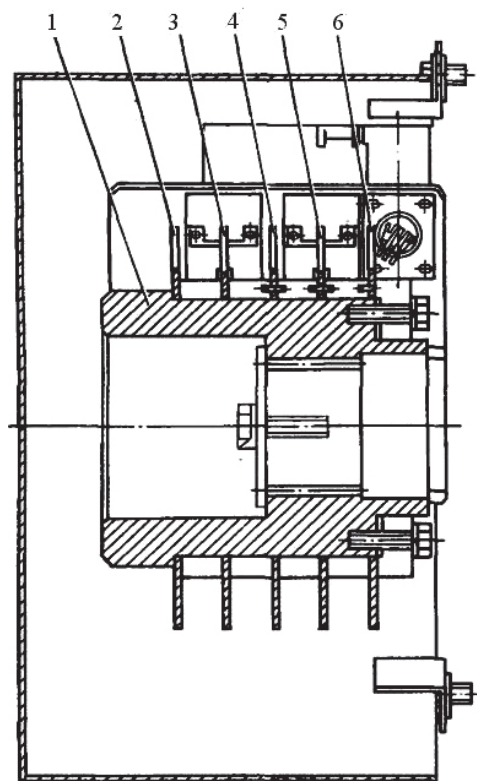


Рис. П1.11. Схема командоаппарата:

1 — втулка; 2, 4 и 6 — алюминиевые диски; 3 и 5 — бесконтактные выключатели

Командоаппарат устанавливается на левый конец эксцентрикового вала. На втулке 1 закреплены алюминиевые диски 2, 4, 6. Бесконтактные выключатели 3 и 5 установлены на кронштейне, закрепленном на станине.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРЕССА

При анализе кривошипного пресса необходимо установить его кинематические параметры: найти законы изменения перемещения, скорости и ускорения исполнительного звена — ползуна, определить максимальные значения этих параметров, а также их значения в период рабочего хода.

Указанные параметры рассчитываем для аксиального кривошипного механизма пресса по следующим формулам [I—III]:

- перемещение (величина хода) ползуна

$$S = R \left[\left(1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right) \right];$$

- скорость движения ползуна

$$U = \omega R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} (\sin 2\alpha) \right);$$

- ускорение ползуна

$$a = \omega^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

где ω — величина угловой скорости, с^{-1} ,

$$\omega = \pi n / 30.$$

Здесь n — частота вращения главного вала, об/мин. λ — характерная величина кривошипного механизма, $\lambda = \frac{R}{L}$. Здесь R — радиус кривошипа (рис. П2.1); L — длина шатуна (рис. П2.1). Величина рассчитываемых параметров зависит от текущего угла поворота кривошипа α ($\alpha = 0 \dots 360^\circ$).

Исходными данными для пресса К2019 являются: наибольший ход ползуна $S = 50$ мм (табл. П2.1), длина шатуна $L = 280$ мм (0,28 м); частота вращения главного электродвигателя $n_{\text{дв}} = 920$ об/мин; передаточное отношение двухступенчатой передачи (зубчатое зацепление и клиноременная передача) $i_p = 3,68$. Радиус эксцентрикового вала из соотношения $S = 2R$ [2] будет равен 25 мм (0,025 м).

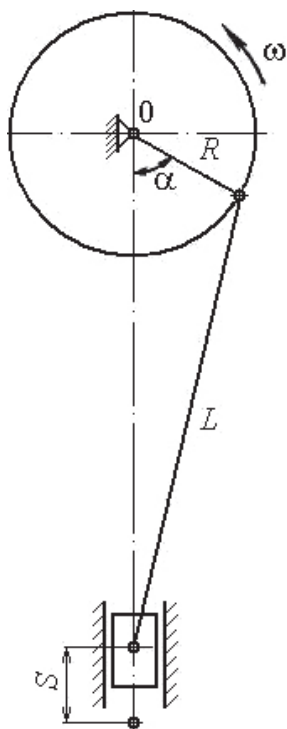


Рис. П2.1. Схема к кинематическому расчету пресса

Таблица П2.1

Значения хода (перемещения), скорости и ускорения ползуна
в зависимости от угла поворота эксцентрикового вала

α , град	S , мм	U , м/с	a , м/с ²
0	0,0	0,00	18,69
30	4,5	0,35	15,63
60	15,8	0,59	7,2
90	29,4	0,66	−1,53
120	40,8	0,54	−9,34
150	47,8	0,30	−14,10
180	50,0	0,00	−15,63
210	47,8	−0,30	−14,10
240	40,8	−0,54	−9,35
270	29,5	−0,65	−1,53
300	15,8	−0,59	7,81
330	4,5	−0,35	15,62
360	0,0	0,00	18,69

Характерная величина кривошипного механизма λ составляет

$$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{0,025}{0,280} = 0,089.$$

Частота вращения главного эксцентрикового вала $n_{эв}$ будет

$$n_{эв} = \frac{n_{дв}}{i_p} = \frac{920}{3,68} = 250 \text{ об/мин},$$

а угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 250}{30} = 26,2 \text{ с}^{-1}.$$

После подстановки в расчетные формулы значений λ , ω и угла поворота главного вала α в интервале $0-360^\circ$ с шагом 30° получены данные о величине параметров S , U и a в зависимости от угла поворота эксцентрика. Результаты расчетов, выполненных в электронной таблице MS EXCEL, приведены в табл. П2.1.

Графики изменения перемещения, скорости и ускорения перемещения ползуна в зависимости от угла поворота кривошипа приведены на рис. П2.2.

Как видно на рис. П2.2, характер изменения перемещения ползуна заключается в его возрастании от нуля до максимального значения 50 мм по достижении эксцентриком угла в 180° , после чего значение перемещения монотонно уменьшается.

Скорость эксцентрика достигает своего максимального значения при угле поворота кривошипа в 90° , далее скорость монотонно убывает до нулевого значения при угле поворота эксцентрика 180° , после чего меняет знак и уменьшается, достигая максимального отрицательного значения при угле поворота в 270° . Затем скорость монотонно возрастает до нулевого значения.

Ускорение имеет наибольшее значение в начальный момент движения эксцентрикового вала и начинает монотонно убывать, достигая максимального отрицательного значения при угле $\alpha = 180^\circ$, после чего снова монотонно возрастает.

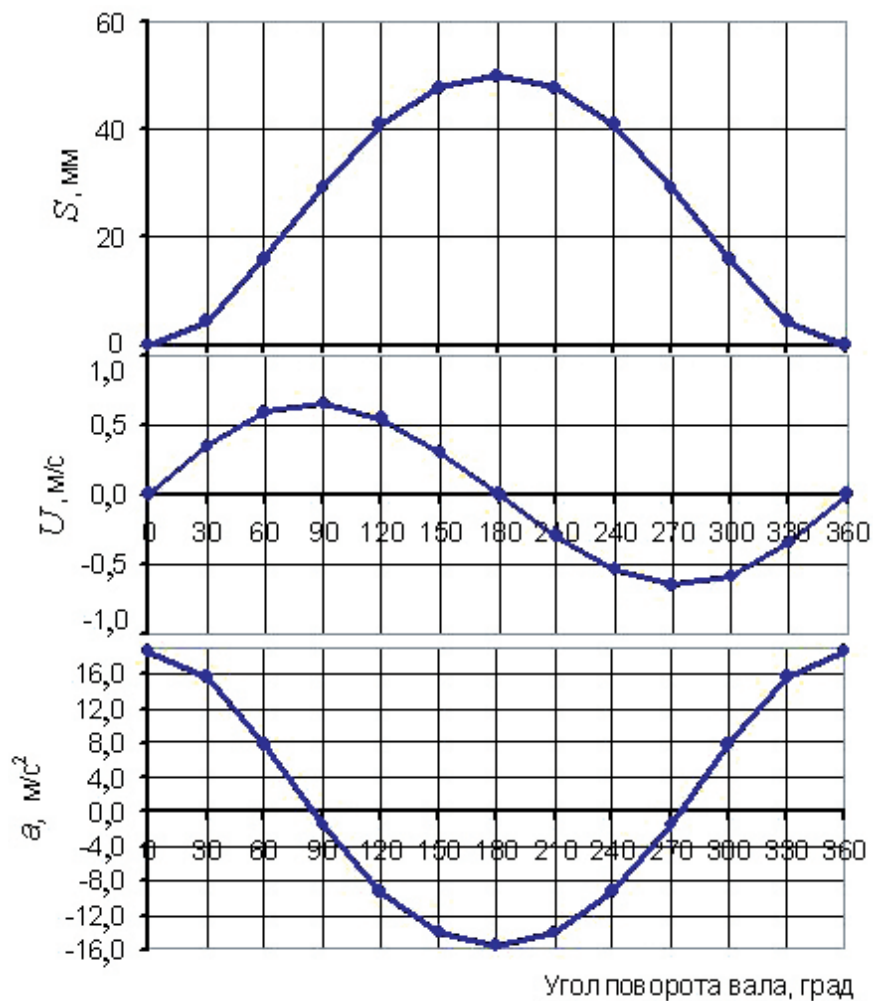


Рис. П2.2. Зависимость кинематических параметров ползуна от угла поворота кривошипа прессы

3. РАСЧЕТ СИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕССА

3.1. Определение крутящего момента

Крутящий момент на главном валу пресса определим по формуле [I–III]

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{н}} m_{\text{к}},$$

где $P_{\text{н}}$ — номинальная сила, развиваемая прессом; $m_{\text{к}}$ — приведенное плечо крутящего момента в реальном механизме,

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}}^{\text{и}} + m_{\text{к}}^{\text{f}}.$$

Здесь $m_{\text{к}}^{\text{и}}$ — приведенное плечо крутящего момента идеальной машины; $m_{\text{к}}^{\text{f}}$ — приведенное плечо трения крутящего момента реальной машины.

Параметр $m_{\text{к}}^{\text{и}}$ рассчитывают по формуле

$$m_{\text{к}}^{\text{и}} = R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right),$$

где R — радиус кривошипа; α — угол поворота кривошипа.

Параметр $m_{\text{к}}^{\text{f}}$ рассчитывают по формуле [II], приняв его независимым от α с незначительной погрешностью,

$$m_{\text{к}}^{\text{f}} = f [r_{\text{А}} (1 + \lambda) + r_{\text{В}} \lambda + r_{\text{о}}],$$

где f — коэффициент трения в опорах, $f = 0,03$; $r_{\text{А}}$ и $r_{\text{В}}$ — внутренние радиусы соответственно верхней и нижней головок шатуна; $r_{\text{о}}$ — радиус опор главного вала.

Исходные данные для нашего пресса: $P_{\text{н}} = 80 \text{ кН}$; радиус эксцентрикового вала $R = 25 \text{ мм}$; характерная величина кривошипного механизма $\lambda = 0,089$ (см. гл. 2); радиус $r_{\text{А}} = 50 \text{ мм}$; радиус $r_{\text{В}} = 20 \text{ мм}$; радиус $r_{\text{о}} = 25 \text{ мм}$; коэффициент трения $f = 0,06$.

Результаты расчетов, выполненных в электронной таблице MS EXCEL, приведены в табл. ПЗ.1 и показаны на рис. ПЗ.1.

Таблица ПЗ.1

Расчетные значения крутящего момента

α , град	m_k^n , м	m_k^f , м	$M_{кр}$, кН·м
0	0,0000	0,0049	0,39
30	0,0135	0,0049	1,47
60	0,0226	0,0049	2,20
90	0,0250	0,0049	2,39
120	0,0207	0,0049	2,05
150	0,0115	0,0049	1,31
180	0,0000	0,0049	0,39
210	-0,0115	0,0049	-0,53
240	-0,0207	0,0049	-1,26
270	-0,0250	0,0049	-1,61
300	-0,0226	0,0049	-1,42
330	-0,0135	0,0049	-0,69
360	0,0000	0,0049	0,39

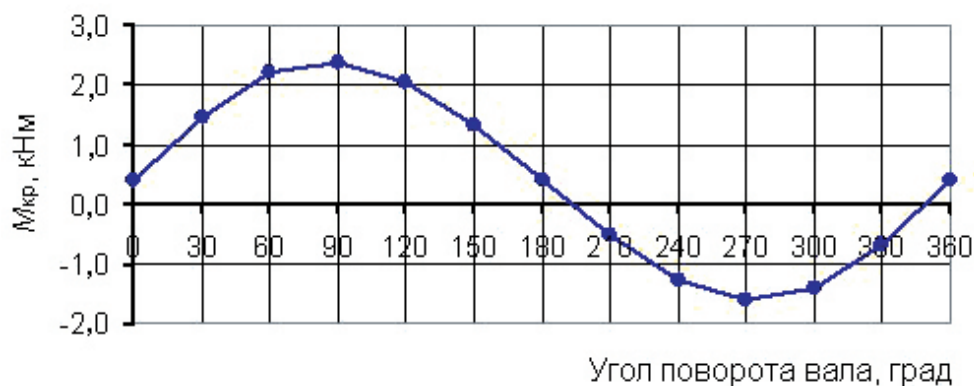


Рис. ПЗ.1. Изменение крутящего момента на валу эксцентрикового вала

Как видно из рис. ПЗ.1, максимальное значение крутящего момента на главном валу будет иметь место при угле поворота эксцентрика $\alpha = 90^\circ$ и составит 2,39 МН·м. Это объясняется тем, что при $\alpha = 90^\circ$ плечо силы имеет наибольшее значение (рис. ПЗ.2).

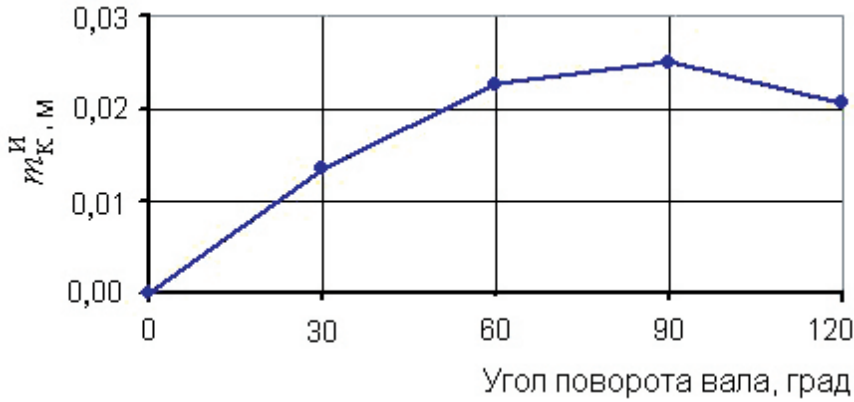


Рис. ПЗ.2. Характер изменения приведенного плеча крутящего момента идеальной машины

3.2. Определение силы деформирования

Электродвигатель привода главного вала передает крутящий момент, определяемый по зависимости

$$M_{\text{дв}} = \frac{9,55 N_{\text{н}}}{n_{\text{н}}},$$

где $N_{\text{н}}$ и $n_{\text{н}}$ — соответственно номинальные мощность и частота вращения электродвигателя, равные 1,1 кВт и 920 об/мин. Получим

$$M_{\text{дв}} = \frac{9,55 \cdot 1,1}{920} = 0,0114 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Следовательно, крутящий момент, передаваемый на эксцентриковый вал, будет

$$M_{\text{эк}} = M_{\text{дв}} \cdot i_{\text{п}} = 0,0114 \cdot 3,68 = 0,042 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Силу деформирования в зависимости от угла α рассчитываем по формуле

$$P_{\text{д}} = \frac{M_{\text{эк}}}{m_{\text{к}}}.$$

Результаты расчета показаны на рис. ПЗ.3.

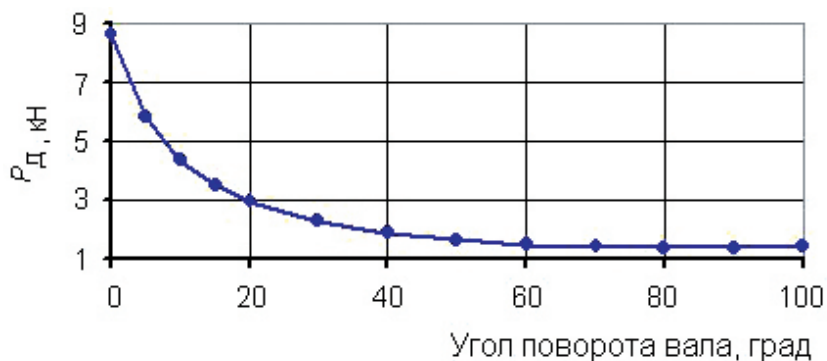


Рис. ПЗ.3. Зависимость P_d от угла поворота главного вала

Из графика (рис. ПЗ.3) видно, что, исходя из возрастания приведенного плеча эксцентрикового механизма и остающегося неизменным подаваемого на главный вал крутящего момента, сила деформирования монотонно убывает. Наибольшей силой деформирования является сила в 8 кН при угле поворота в 10° . В диапазоне углов поворота $0-40^\circ$ сила деформирования убывает гораздо быстрее, чем на промежутке $40-90^\circ$.

4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ И УЗЛОВ ПРЕССА

4.1. Расчет главного эксцентрикового вала

Схема главного двухопорного эксцентрикового вала показана на рис. П4.1, а также приведены размеры главного вала.

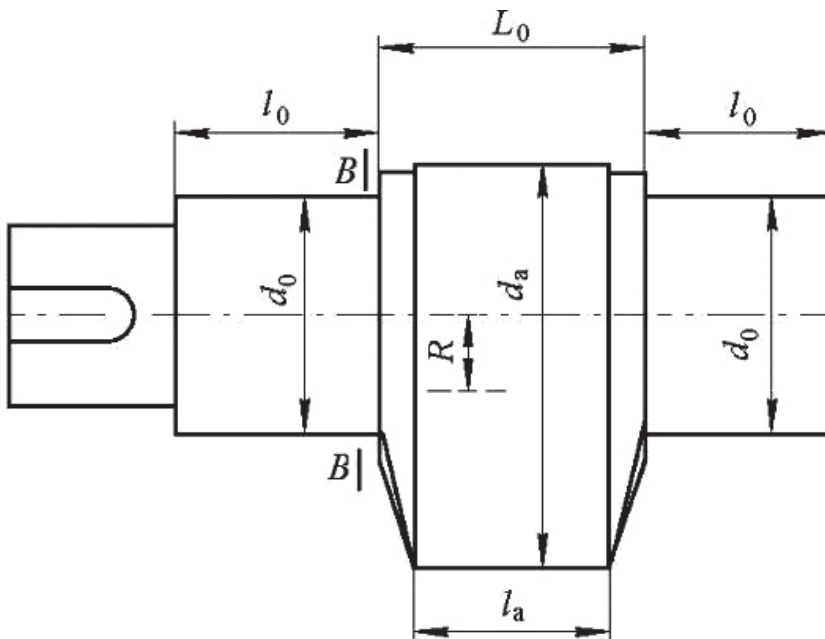


Рис. П4.1. Схема эксцентрикового вала

Размеры главного вала:

d_o	55	L_o	60
d_a	110	l_o	60
l_a	40	r	10
		R	25

Вал изготовлен из стали марки 45, для которой примем предел усталостной прочности $\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа}$ [1].

Проверяем выполнение условия отсутствия подрезки вала в месте перехода эксцентрика в шейки [I]

$$d_a \geq 2 \cdot (0,5d_0 + R).$$

После подстановки данных получим

$$d_a \geq 2 \cdot (0,5 \cdot 55 + 25) = 105 \text{ мм},$$

то есть требуемое условие выполняется.

Усилие, допускаемое прочностью эксцентрикового вала в опасном сечении В — В (см. рис. П4.1), определяем по формуле [III]:

$$P_B = \frac{0,1d_o^3 \cdot \sigma_{-1}}{nK_\gamma \sqrt{0,004l_o^2 \cdot \Phi_\sigma^B + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,085d_o)^2}},$$

где n — принятый коэффициент запаса прочности, $n = 3,6$; K_γ — коэффициент, принятый по данным [III, табл. 8], $0,8$; параметры Φ_σ^B и Φ_τ^B определяются по графикам [III], $\Phi_\sigma^B = 1,6$, $\Phi_\tau^B = 2,5$. Плечо силы $m_k = m_k^n + m_k^f = 0,0299$ приняли по данным табл. П3.1 при значении угла поворота 90° .

После подстановки указанных значений получили

$$P_B = \frac{0,1 \cdot 0,055^3 \cdot 280}{3,6 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{0,004 \cdot 0,06^2 \cdot 1,6 + 2,5 \cdot (0,5 \cdot 0,0299 + 0,085 \cdot 0,055)^2}} = 0,051 \text{ МН}.$$

Напряжение изгиба в опасном сечении рассчитываем по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{B-B}},$$

где $M_{из}$ — изгибающий момент в опасном сечении,

$$M_{из} = \frac{P_B l_o}{2} = \frac{0,051 \cdot 0,06}{2} = 0,00153 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

а W_{B-B} — момент сопротивления изгибу опасного сечения, рассчитанный по формуле

$$W_{B-B} = 0,1d_o^3 = 0,1 \cdot 0,055^3 = 0,000166 \text{ м}^3.$$

В результате получили

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{B-B}} = \frac{0,00153}{0,000166} = 92,2 \text{ МПа}.$$

Максимальное касательное напряжение в опасном сечении при максимальном крутящем моменте на главном валу (см. табл. ПЗ.1)

$$M_{кр} = 2,39 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

будет

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d_o^3} = \frac{2,39 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 0,055^3} = 71,8 \text{ МПа.}$$

Рассчитываем коэффициенты запаса прочности на изгиб n_σ и на кручение n_τ по формулам:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_a — амплитуда цикла, $\sigma_a = \frac{\sigma_{из}}{2} = 46,1 \text{ МПа}$; k_σ и k_τ — коэффициенты эффективной концентрации напряжений, принятые соответственно 1,6 и 1,25 [III]; ε_σ и ε_τ — масштабные факторы, равные соответственно 0,76 и 0,65; ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталостную прочность, принятые равными 0,1 [III]; σ_m — среднее напряжение цикла, $\sigma_m = 0$; $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 280 = 162,4 \text{ МПа}$; $\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{71,2}{2} = 35,6 \text{ МПа}$.

$$n_\sigma = \frac{280}{46,1 \cdot \frac{1,6}{0,76} + 0,1 \cdot 0} = 2,88,$$

$$n_\tau = \frac{162,4}{35,6 \cdot \frac{1,25}{0,65} + 0,1 \cdot 35,6} = 2,25.$$

Общий коэффициент запаса усталостной прочности будет

$$n = \frac{n_\tau n_\sigma}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,25 \cdot 2,88}{\sqrt{2,88^2 + 2,25^2}} = 1,77.$$

Поскольку значение коэффициента усталостной прочности превышает принятое 1,3, условие прочности главного вала выполняется.

4.2. Расчет узла «ползун-шатун»

4.2.1. **Расчет ползуна.** На рис. П4.2 показана схема нагружения ползуна, который конструктивно относится к сплошным призматическим ползунам. Принимают [III], что под действием силы $P_H = 80$ кН нагрузка на ползун будет равномерно распределенной на $2/3$ длины ползуна между направляющими станины B .

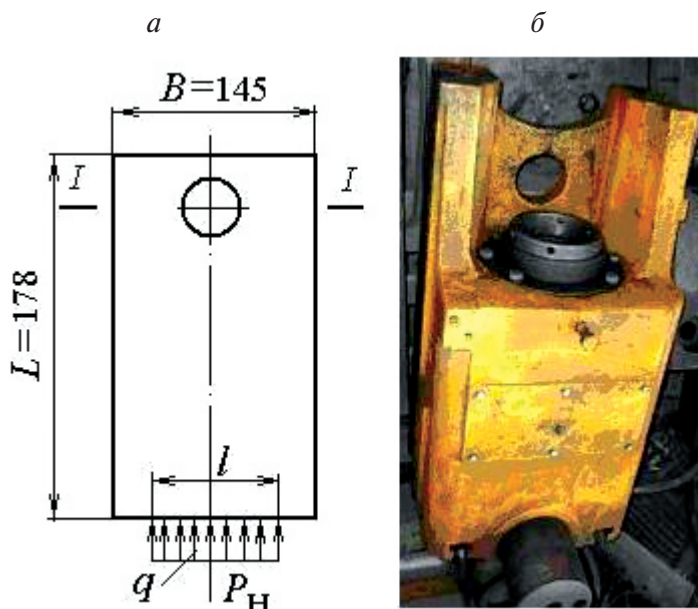


Рис. П4.2. Схема к расчету ползуна на прочность:

a — схема нагружения ползуна; b — вид ползуна

Длина участка ползуна, на котором будет действовать распределенная нагрузка, будет $l = \frac{2B}{3} = \frac{2 \cdot 145}{3} = 96,7$ мм, а величина нагрузки составит

$$q = \frac{P_H}{l} = \frac{80}{96,7} = 0,83 \text{ кН / мм (830 кН/м)}.$$

В опасном сечении ползуна $I-I$ (см. рис. П4.2) будет действовать изгибающий момент

$$M_{\text{изг}} = \frac{ql^2}{8} = \frac{830 \cdot 96,7^2 \cdot 10^{-6}}{8} = 0,97 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

под действием которого возникнут напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{изг.}I-I} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{I-I}},$$

где W_{I-I} — момент сопротивления изгибу сечения $I-I$ ползуна (см. рис. П4.2). Величину W_{I-I} с достаточной точностью рассчитываем по формуле

$$W_{I-I} = \frac{HL^2}{6},$$

где H — толщина стенки ползуна в опасном сечении, 15 мм.

После подстановки значений параметров в формулы получим

$$W_{I-I} = \frac{HB^2}{6} = \frac{15 \cdot 178^2 \cdot 10^{-9}}{6} = 0,079 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

$$\sigma_{\text{изг.}I-I} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{I-I}} = \frac{0,97 \cdot 10^{-3}}{0,079 \cdot 10^{-3}} = 12,3 \text{ МПа}.$$

Под действием силы P_n в опасном сечении возникают напряжения сжатия, которые рассчитаем по формуле

$$\sigma_{\text{сж.}I-I} = \frac{P_n}{F_{I-I}},$$

где F_{I-I} — площадь поперечного сечения ползуна, $F_{I-I} = BH$.

Подставляя значения параметров, получим

$$F_{I-I} = BH = 178 \cdot 15 \cdot 10^{-6} = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$\sigma_{\text{сж.}I-I} = \frac{P_n}{F_{I-I}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{2,67 \cdot 10^{-3}} \cong 30 \text{ МПа}.$$

Определяем результирующее напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{изг.}I-I} + \sigma_{\text{сж.}I-I} = 12,3 + 30,0 = 42,3 \text{ МПа}.$$

Ползун изготовлен из чугуна марки СПХН с временным сопротивлением $\sigma_B = 350 \text{ МПа}$. Допускаемое напряжение при коэффициенте

запаса прочности 5 составит $[\sigma] = 70$ МПа. Таким образом, условие прочности $\sigma_{\text{рез}} \leq [\sigma]$ выполняется.

Деформацию ползуна рассчитываем по формуле

$$f_{\text{п}} = \frac{P_{\text{н}} L}{EF_{I-I}}.$$

Приняв модуль упругости чугуна марки СПХН $E = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, получим

$$f_{\text{п}} = \frac{80 \cdot 10^{-3} \cdot 178 \cdot 10^{-3}}{1,1 \cdot 10^5 \cdot 2,67 \cdot 10^{-3}} = 0,048 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,048 \text{ мм}.$$

4.2.2. Расчет шатуна. Кривошипно-ползунный механизм прессы К2019 относится к механизмам с верхним приводом и имеет прямой толкающий шатун переменной длины с разъемной верхней головкой. Материал шатуна — сталь марки 35 Л. Регулировочные винты изготовлены из стали марки 45 и имеют упорную резьбу. Схема шатуна показана на рис. П4.3.

Исходные данные для расчета (см. рис. П4.3): шатун изготовлен из чугуна марки СЧ 25, $r_a = 50$ мм, $r_b = 20$ мм, $L = 280$ мм, $d_o = 28$ мм, $a = 90$ мм, $b = 40$ мм, $d_1 = 30$ мм, $d = 30$ мм.

Поскольку пресс К2019 однокривошипный, его шатун рассчитываем на усилие, равное номинальному усилию прессы, $P_{\text{н}} = 80$ кН.

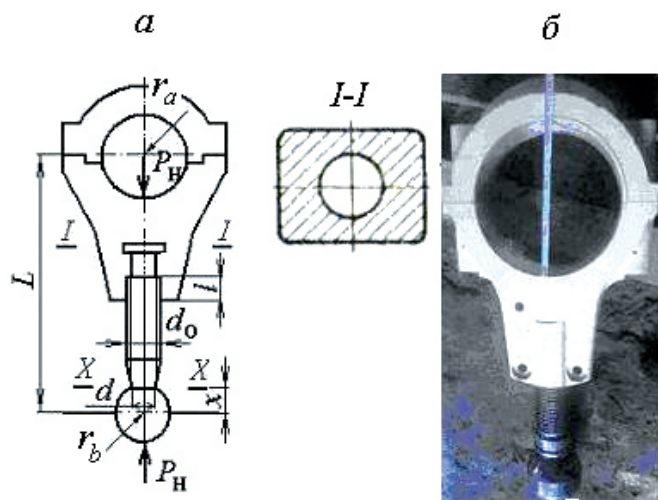


Рис. П4.3. Схема к расчету шатуна на прочность:
схема нагружения (а) и вид (б) шатуна

Головки шатунов рассчитывают на смятие [I]:

- давление на опорную поверхность верхней головки определяем по формуле

$$q = \frac{P_n}{2r_a b} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 20 \text{ МПа},$$

- давление на шаровую опору шатуна будет

$$q = \frac{P_n}{\pi r_b^2} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 20^2 \cdot 10^{-6}} = 63,7 \text{ МПа}.$$

Поскольку в соответствии с рекомендациями [I] допустимое давление для опор шатуна составляет $[q] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$, условие прочности $q \leq [q]$ выполняется.

Шатун механизма с верхним приводом передает движение ползуну и при рабочей нагрузке в опасных сечениях шатуна (сечение $I-I$ и сечение $X-X$, см. рис. П4.3) возникают напряжения сжатия и изгиба.

Напряжения сжатия рассчитываем в момент нахождения шатуна в нижней мертвой точке ($\alpha = 0$) по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{P_n}{F},$$

где F — площадь опасного поперечного сечения.

Получим:

- для сечения $I-I$

$$F_{I-I} = ab - 0,785d_1^2 = 90 \cdot 40 - 0,785 \cdot 30^2 = 2893,5 \text{ мм}^2 \approx 0,0029 \text{ м}^2;$$

- для сечения $X-X$

$$F_{X-X} = 0,785d^2 = 0,785 \cdot 30,0^2 \approx 706,5 \text{ мм}^2 \approx 0,00071 \text{ м}^2.$$

В таком случае напряжения сжатия будут

$$\sigma_{сжI-I} = \frac{P_n}{F_{I-I}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0,0029} = 27,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{сжX-X} = \frac{P_n}{F_{X-X}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{0,00071} = 112,7 \text{ МПа}.$$

Напряжения изгиба в опасных сечениях рассчитываем по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W},$$

где $M_{\text{изг}}$ и W — соответственно изгибающий момент и момент сопротивления изгибу рассматриваемого опасного сечения.

Для опасного сечения $I—I$

$$W_{I-I} = \frac{ba^2}{6} - \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{40 \cdot 90^2}{6} - \frac{3,14 \cdot 30^3}{16} = 48\,701,3 \text{ мм}^3 \approx 0,049 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

- для сечения $X—X$

$$W_{X-X} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 30^3}{16} = 5298,7 \text{ мм}^3 \approx 0,0053 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Изгибающий момент в сечениях $I—I$ и $X—X$ рассчитываем по формуле [II]

$$M_{\text{изг}} = fP_{\text{н}} \left| \left(r_b - x \frac{r_a + r_b}{L} \right) \right|,$$

где f — коэффициент трения в опоре шатуна, принятый 0,03; x — расстояние от оси малой головки до опасного сечения (см. рис. П4.3).

Для сечения $I—I$ при $x = 160$ мм

$$M_{\text{изг}I-I} = 0,03 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \left| \left(20 - 160 \cdot \frac{50 + 20}{280} \right) \right| = 0,048 \text{ МН} \cdot \text{мм} \approx 0,048 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м};$$

для сечения $X—X$ при $x = 20$ мм

$$M_{\text{изг}X-X} = 0,03 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \left| \left(20 - 20 \cdot \frac{50 + 20}{280} \right) \right| = 0,036 \text{ МН} \cdot \text{мм} \approx 0,036 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

В результате получим:

- в сечении $I—I$ напряжения изгиба будут

$$\sigma_{\text{изг}I-I} = \frac{M_{\text{изг}I-I}}{W_{I-I}} = \frac{0,048 \cdot 10^{-3}}{0,049 \cdot 10^{-3}} \cong 1,0 \text{ МПа};$$

- в сечении $X—X$

$$\sigma_{\text{изг}X-X} = \frac{M_{\text{изг}X-X}}{W_{X-X}} = \frac{0,036 \cdot 10^{-3}}{0,0053 \cdot 10^{-3}} \cong 6,8 \text{ МПа}.$$

Результирующие напряжения в опасных сечениях рассчитываем по формуле

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{сж}}.$$

Получим в сечении $I-I$

$$\sigma_{\text{рез}I-I} = \sigma_{\text{сж}I-I} + \sigma_{\text{изг}I-I} = 27,6 + 1,0 = 28,6 \text{ МПа},$$

в сечении $X-X$

$$\sigma_{\text{рез}X-X} = \sigma_{\text{сж}X-X} + \sigma_{\text{изг}X-X} = 112,7 + 6,8 = 119,5 \text{ МПа}.$$

Для стали марки 45 примем значение временного сопротивления $\sigma_B = 650 \text{ МПа}$, а для чугуна марки СЧ 25—350 МПа. В таком случае допускаемые напряжения при коэффициенте запаса прочности 5 составят для шатуна $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$, а для регулировочного винта $[\sigma] = 130 \text{ МПа}$. Таким образом, условие прочности $\sigma_{\text{рез}} \leq [\sigma]$ выполняется.

Поскольку рассматриваемый шатун имеет регулировку длины, дополнительно проверяем резьбу на смятие и изгиб [II]. Вид упорной резьбы шатуна показан на рис. П4.4.

Напряжение смятия резьбы и условие ее прочности по смятию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4P_H}{n\pi(d_o^2 - d_2^2)k_H} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где n — минимальное число витков резьбы, находящееся в зацеплении, $n = 10$; k_H — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам, $k_H = \frac{5s}{d_o}$. Здесь s — шаг резьбы; d_o —

внешний диаметр резьбы, мм.

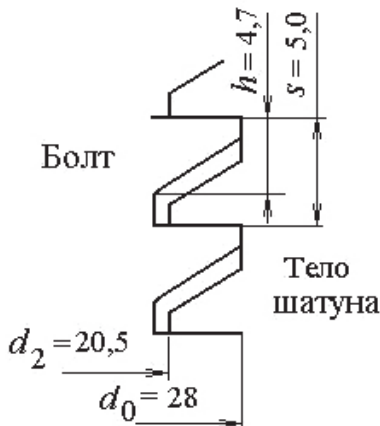


Рис. П4.4. Размеры резьбы шатуна

По ГОСТ 10177 для упорной резьбы приняли следующие размеры:
 $d_o = 28$ мм, $s = 5$ мм, $h = 4,7$ мм.

Получим

$$\kappa_n = \frac{5s}{d_o} = \frac{5 \cdot 5}{28} = 0,893,$$

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{10 \cdot 3,14 \cdot (28,0^2 - 20,5^2) \cdot 10^{-6} \cdot 0,893} = 31,4 \text{ МПа.}$$

Напряжение изгиба витков резьбы и условие прочности резьбы на изгиб

$$\sigma_{из} = \frac{3P_n (d_o^2 - d_2^2)}{2\pi s^2 \beta_1^2 \cdot d_o n} \leq [\sigma_{из}],$$

где β — коэффициент толщины витка, $\beta_1 = \frac{h}{s}$.

Получим

$$\beta_1 = \frac{4,7}{5} = 0,94,$$

$$\sigma_{из} = \frac{3 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot (28,0^2 - 20,5^2) \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,94^2 \cdot 28,0 \cdot 10^{-3} \cdot 10} = 2,2 \text{ МПа.}$$

Для регулировочного винта из стали марки 45 принимаем, $[\sigma_{cm}] = [\sigma_{из}] = 130$ МПа, следовательно, условия прочности для резьбы шатуна выполняются.

Стяжные болты верхней головки шатуна рассчитываем на растяжение и проверяем на выносливость.

Силу растяжения болта определяем по формуле [II]

$$P_6 = G \left[\frac{1 + nR(1 + \lambda)}{89s} \right],$$

где G — суммарный вес ползуна, верхнего штампа и 1/3 нижнего штампа, принятый 30 кгс (0,3 кН); R — радиус эксцентрика; n — частота вращения главного вала, об/мин; λ — коэффициент шатуна; s — шаг резьбы.

Получим

$$P_6 = 0,3 \cdot \left[\frac{1 + 250 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,089)}{89 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} \right] = 5,26 \text{ кН} \approx 0,0053 \text{ МН}.$$

Напряжение растяжения в болте будет

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{P_6}{F_6 z},$$

где F_6 — площадь поперечного сечения болта М16х3, $F_6 = 0,785d_6^2 = 0,785 \cdot 16^2 \cong 201,0 \text{ мм}^2 = 0,201 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; z — количество стяжных болтов, $z = 2$.

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{0,0053}{0,201 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 13,2 \text{ МПа}.$$

Поскольку расчетная величина $\sigma_{\text{рас}}$ не превышает допустимого значения $[\sigma] = 130 \text{ МПа}$ для болтов из стали марки 45, можно считать, что условие прочности выполняется.

В связи с тем, что нагрузка на стяжные болты циклическая, их необходимо проверить на выносливость. Для этого рассчитываем коэффициент запаса прочности на выносливость по формуле [II]

$$n = \frac{\sigma_{-1} F_6 z}{2,23 s P_n C},$$

где σ_{-1} — предел усталостной прочности при симметричном цикле нагружения, принятый 240 МПа для стали марки 45 [I]; C — коэффициент запаса, для 4-х болтов равный 1.

Получим

$$n = \frac{240 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{2,23 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1} \cong 215.$$

Поскольку расчетный коэффициент запаса на выносливость превышает рекомендуемое значение $[n] = 2,5$ [I], условие выносливости выполняется.

4.3. Расчет станины

Станины пресса открытого типа подвергаются изгибу и внецентренному растяжению. Схема станины пресса и характер ее нагружения показаны на рис. П4.5.

Выполним расчет на прочность наиболее опасного сечения станины $I - I$ (см. рис. П4.5 и рис. П4.6).

Исходные для расчета данные: станина изготовлена из литого чугуна марки СЧ 25, вылет станины $a = 140$ мм, высота сечения $I - I$ $h = 420$ мм, ширина сечения $I - I$ $b = 280$ мм, толщина стенок станины $e = 20$ мм.

Рассчитываем координату центра тяжести опасного сечения станины относительно оси x , разбив это сечение на 3 фигуры (области $i = 1, 2, 3$):

$$y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i},$$

где F_i — площадь поперечного сечения фигуры i ; y_i — координата центра тяжести этой фигуры относительно оси x_1 .

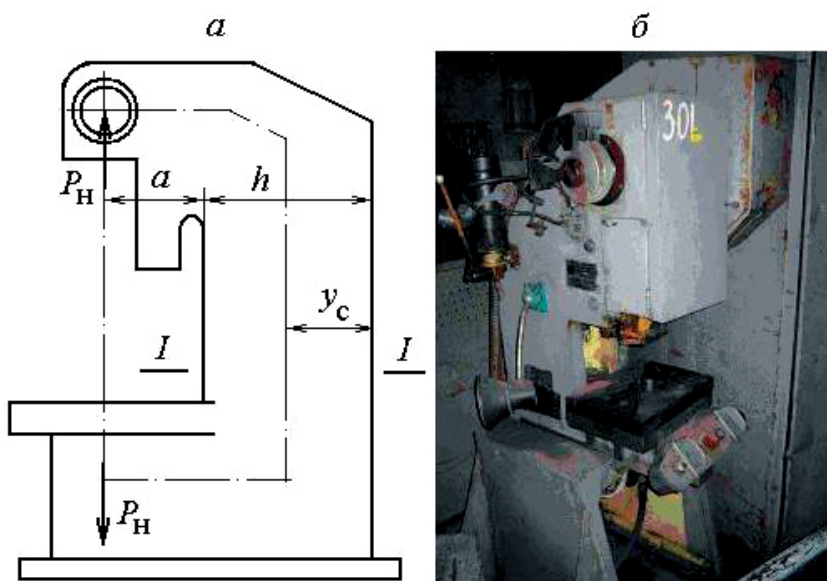


Рис. П4.5. Схема (а) и вид (б) станины пресса

Площади фигур опасного сечения будут (рис. П4.6):

- фигура 1 $F_1 = 420 \cdot 280 = 117\,600$ мм²;
- фигура 2 $F_2 = 360 \cdot 240 = 86\,400$ мм²;
- фигура 3 $F_3 = 0,5 \cdot 30 \cdot 10 = 150$ мм²,

а суммарная площадь опасного сечения составит

$$F_{\Sigma} = \sum_i F_i = 117\,600 - 86\,400 + 2 \cdot 150 = 31\,500 \text{ мм}^2 = 31,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

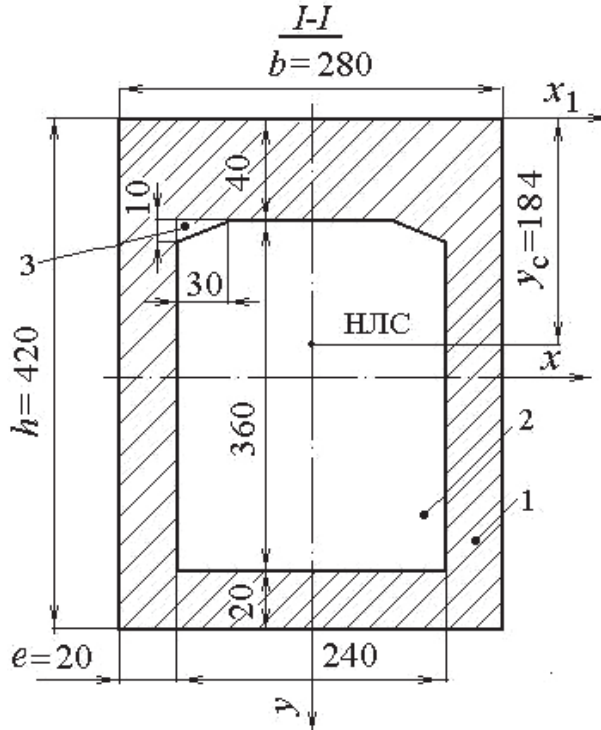


Рис. П4.6. Форма опасного сечения станины

Координаты центров тяжести фигур опасного сечения относительно оси x_1 будут (см. рис. П4.6):

- фигура 1 $y_1 = 210$ мм;
- фигура 2 $y_2 = 40 + 180 = 220$ мм;
- фигура 3 $y_3 = 0,333 \cdot 10 + 40 \cong 43$ мм.

В таком случае координата центра тяжести опасного сечения составит

$$y_c = \frac{\sum_1^3 F_i y_i}{\sum_1^3 F_i} = \frac{\sum_1^4 (0,118 \cdot 0,21 - 0,0864 \cdot 0,22 + 2 \cdot 0,00015 \cdot 0,043)}{31,5 \cdot 10^{-3}} \cong 0,184 \text{ м.}$$

Моменты инерции 1-й и 2-й фигур опасного сечения относительно его нейтральной линии (НЛС) x рассчитываем по формуле

$$J = \frac{bh^3}{12} + (y_i - y_c)^2 F_i,$$

где b и h — соответственно ширина и высота фигуры.

Получим:

- фигура 1

$$J_1 = \frac{280 \cdot 420^3}{12} + (210 - 184)^2 \cdot 117\,600 = 1\,808\,217\,600 \text{ мм}^4 = 0,001\,81 \text{ м}^4;$$

- фигура 2

$$J_2 = \frac{240 \cdot 360^3}{12} + (180 - 184)^2 \cdot 86\,400 = 934\,502\,400 \text{ мм}^4 = 0,000\,934 \text{ м}^4.$$

Момент инерции фигуры 2 (треугольника) рассчитываем по формуле

$$J_3 = \frac{bh^3}{36} + (y_3 - y_c)^2 F_3 = \frac{30 \cdot 10^3}{36} + (43 - 184)^2 \cdot 150 = 2\,982\,983,3 \text{ мм}^4 \approx 0,000\,003 \text{ м}^4.$$

Суммарный момент инерции опасного сечения будет

$$J_\Sigma = J_1 - J_2 + 2J_3 = (1,81 \cdot 10^{-3} - 0,934 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 0,003 \cdot 10^{-3}) = 0,882 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4,$$

а момент сопротивления этого сечения изгибу составит

$$W_c = \frac{J_\Sigma}{y_c} = \frac{0,882 \cdot 10^{-3}}{0,184} = 4,793 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Напряжения изгиба в опасном сечении рассчитываем по формуле

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_c},$$

где изгибающий момент определяем из выражения

$$M_{\text{изг}} = P_n (a + h - y_c).$$

После подстановки необходимых данных получим

$$M_{\text{изг}} = 80 \cdot 10^{-3} \cdot (140 + 420 - 184) \cdot 10^{-3} = 0,030 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{0,030}{4,793 \cdot 10^{-3}} = 6,3 \text{ МПа.}$$

Напряжения растяжения в опасном сечении рассчитываем по формуле

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{P_{\text{н}}}{F_{\Sigma}}.$$

Получим

$$\sigma_{\text{рас}} = \frac{80 \cdot 10^{-3}}{31,5 \cdot 10^{-3}} = 2,5 \text{ МПа.}$$

Результирующие напряжения в опасном сечении будут

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{рас}} = 6,3 + 2,5 = 8,8 \text{ МПа.}$$

Для литых станин из СЧ 25 допускаемое напряжение в растянутых волокнах не должно превышать 12–15 МПа [II]. Условие прочности выполняется.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном курсовом проекте по кузнечно-штамповочному оборудованию был рассмотрен и изучен однокривошипный открытый пресс простого действия марки К2019, ненаклоняемый одностоечный со стационарным столом, который представляет собой быстроходный пресс усилием 80 кН с пневматическим сдувателем. Пресс предназначен для вырубки, пробивки, гибки, неглубокой вытяжки и других холодноштамповочных операций с удалением готовых изделий или отходов на провал или в просвет между стойками прессы.

Дано описание конструкций и назначение основных деталей, узлов и механизмов прессы. Приведены их технические характеристики.

Определены основные кинематические параметры этого кривошипного прессы: скорость, ускорение и путь ползуна. Выполнен расчет энергетических параметров прессы и характер изменения в процессе работы.

Произведен прочностной расчет основных узлов и деталей прессы, таких как эксцентриковый вал, ползун и его направляющие, сборный шатун и станина. Путем расчетов на прочность показано, что все основные элементы и узлы прессы будут работать с коэффициентами запаса прочности не ниже рекомендуемых значений.

Пояснительная записка и графическая часть проекта выполнены в соответствии с требованиями работы [IV].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

I. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для машиностроительных вузов / А. Н. Банкетов [и др.] ; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1982. 576 с.

II. Ланской Е. Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. Москва: Машиностроение, 1996. 376 с.

III. Власов А. Я. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / А. Я. Власов, И. К. Барзыкин, Ю. Г. Букин-Батыров. Москва : Машиностроение, 1982. 424 с.

IV. Стандарт предприятия. Правила оформления курсовых и дипломных проектов УПИ 1–96. Екатеринбург : Изд-во УПИ, 1996. 153 с.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
1. КРАТКАЯ ИСТОРИЯ КРИВОШИПНЫХ МАШИН ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ [15]	4
2. КЛАССИФИКАЦИЯ И СТРУКТУРА КРИВОШИПНЫХ МАШИН	9
2.1. Классификация кривошипных машин	9
2.2. Принцип действия и структура кривошипных машин	11
2.3. Исполнительные механизмы и их классификация	13
2.4. Главные параметры кривошипных машин	15
3. КИНЕМАТИКА И СТАТИКА КРИВОШИПНЫХ МАШИН	17
3.1. Кинематика машины	17
3.2. Статика машины	20
4. ЖЕСТКОСТЬ КРИВОШИПНОГО ПРЕССА И ТОЧНОСТЬ ШТАМПОВКИ	24
5. ЭНЕРГЕТИКА КРИВОШИПНЫХ МАШИН	28
5.1. Энергетическая диаграмма (циклограмма) пресса	29
5.2. Графики рабочих нагрузок	31
5.3. Затраты энергии и коэффициент полезного действия	37
5.3.1. Расход энергии при рабочем ходе	38
5.3.2. Потери энергии на включение муфты	39
5.3.3. Расход энергии при холостом ходе	40

5.3.4. Энергия упругой деформации прессы	41
5.3.5. Коэффициенты полезного действия кривошипного прессы	42
6. МОЩНОСТЬ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И МОМЕНТ ИНЕРЦИИ МАХОВИКА	44
7. ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН	55
8. ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ КРИВОШИПНЫХ МАШИН. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ	58
8.1. Ползунно-шатунный узел	58
8.1.1. Ползуны	58
8.1.2. Уравновешиватели ползунов	63
8.1.3. Шатуны	64
8.1.4. Регулировка хода ползуна и величины штампового пространства.....	66
8.2. Главные валы	67
8.3. Станины	74
8.4. Подушки	80
9. ПРИВОД И ДЕТАЛИ ПРИВОДА	82
9.1. Зубчатые передачи	82
9.2. Выбор усилий на ползуне, допускаемых прочностью деталей прессы	88
9.3. Муфты включения и тормоза	91
9.3.1. Муфты	92
9.3.2. Тормоза	100
10. ОПИСАНИЕ ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ	102
10.1. Ножницы	102

10.2. Горячештамповочные кривошипные прессы	103
10.3. Горизонтально-ковочные машины	105
10.4. Листоштамповочные кривошипные прессы	109
ТЕМЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ	115
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	117
ПРИЛОЖЕНИЕ	119
Пример выполнения курсового проекта	119

Учебное издание

Бурдуковский Владимир Григорьевич
Инатович Юрий Владимирович

**ОБОРУДОВАНИЕ
КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНЫХ ЦЕХОВ.
КРИВОШИПНЫЕ МАШИНЫ**

Редактор И. В. Меркурьева
Верстка Е. В. Ровнушкиной

Подписано в печать 14.05.2018. Формат 70×100 1/16.
Бумага писчая. Цифровая печать. Усл. печ. л. 13,55.
Уч.-изд. л. 8,3. Тираж 50 экз. Заказ 101.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: 8 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

